

Universidad Carlos III de Madrid

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



Ingeniería Técnica Industrial: Mecánica

Proyecto Fin de Carrera

ANÁLISIS DE LA RESISTENCIA A FATIGA DE  
UN CUADRO DE BICICLETA DE DOBLE  
SUSPENSIÓN

Autor: Alberto Conde de Andrés

Tutor: D. José Antonio Calvo Ramos

OCTUBRE 2015



## ÍNDICE DE CONTENIDOS

1.	INTRODUCCIÓN .....	1
2.	OBJETIVO DEL PROYECTO .....	2
3.	CONCEPTOS PREVIOS .....	4
3.1.	Modalidades dentro del MTB .....	4
3.1.1.	Rally o Cross Country (XCO) .....	4
3.1.2.	Trail y Enduro .....	5
3.1.3.	Descenso (DH).....	6
3.1.4.	Dirt .....	7
3.2.	Geometría de una bicicleta.....	8
a)	Longitud del tubo de sillín .....	9
b)	Ángulo de sillín.....	9
c)	Longitud de la pipa de dirección.....	9
d)	Ángulo de dirección.....	10
e)	Tubo superior .....	10
f)	Altura de pedalier.....	10
g)	Caída del pedalier .....	11
h)	Longitud de vainas .....	11
i)	Avance de la horquilla u Offset .....	11
j)	Avance de la dirección o Trail .....	11
k)	Distancia entre ejes .....	12
l)	Standover .....	12
m)	Reach .....	13
n)	Stack.....	13
3.3.	Suspensión trasera.....	14

3.3.1.	Parámetros .....	14
3.3.2.	Sistemas de suspensión.....	17
4.	MATERIALES EN MTB .....	25
4.1.	Acero.....	25
4.1.1.	Ventajas e inconvenientes del acero .....	26
4.2.	Titanio.....	27
4.2.1.	Ventajas e inconvenientes del titanio .....	27
4.3.	Aluminio .....	28
4.3.1.	Ventajas .....	28
4.3.2.	Inconvenientes .....	30
4.3.3.	Soluciones.....	31
4.3.4.	Tratamiento térmico.....	35
4.4.	Carbono.....	38
4.4.1.	Módulo del carbono .....	39
4.4.2.	Ventajas e inconvenientes del carbono .....	39
5.	FENÓMENO DE FATIGA .....	40
5.1.	Características de la rotura por fatiga .....	40
5.2.	Diagramas S-N.....	42
5.3.	Factores modificativos del límite de fatiga.....	44
a)	Factor de acabado superficial ( $K_a$ ) .....	45
b)	Factor de tamaño ( $K_b$ ) .....	46
c)	Factor de confiabilidad ( $K_c$ ) .....	47
d)	Factor de temperatura ( $K_d$ ).....	48
e)	Factor de concentración de tensiones ( $K_e$ ) .....	49
f)	Factor de efectos diversos ( $K_f$ ) .....	50
5.4.	Tensiones fluctuantes.....	52
5.4.1.	Métodos de análisis con esfuerzo medio no nulo .....	54

5.5.	Daño acumulativo .....	56
5.5.1.	Teoría de Palmgren-Miner .....	57
5.5.2.	Regla de Manson .....	58
6.	DISEÑO 3D.....	60
6.1.	Geometría.....	60
6.2.	Triángulo delantero.....	62
6.3.	Basculante .....	66
6.4.	Amortiguador.....	67
6.5.	Bieleta .....	68
6.6.	Cuadro completo.....	68
7.	SIMULACIÓN .....	70
7.1.	Método de Elementos Finitos .....	70
7.2.	Pre-Proceso .....	71
7.2.1.	Geometría .....	71
7.2.2.	Materiales .....	73
7.2.3.	Mallado .....	73
7.2.4.	Condiciones de contorno .....	74
7.2.5.	Estados de cargas .....	74
7.3.	Análisis .....	78
7.4.	Post-Proceso.....	80
7.5.	Resultados de la simulación.....	92
8.	CONCLUSIONES.....	96
9.	FUTUROS TRABAJOS Y APLICACIONES .....	99
	ÍNDICE DE FIGURAS .....	100
	ÍNDICE DE TABLAS .....	102
	BIBLIOGRAFÍA .....	103
	REFERENCIAS .....	104

ANEXOS .....	105
1. FICHA DE LA BICICLETA .....	106
2. DESPIECE DE CUADRO SIMILAR .....	108
3. DESPIECE DE AMORTIGUADOR .....	110
4. PLANO HORQUILLA .....	112

## 1. INTRODUCCIÓN

Uno de los deportes que mayor número de adeptos consigue día a día es sin duda el ciclismo de montaña o *Mountain Bike* como se le suele denominar por su nombre anglosajón. Será el contacto con la naturaleza, la sensación de libertad al alcanzar rincones que solo algunos afortunados conocen, el compañerismo a la par que rivalidad que se vive dentro de este deporte o la mera satisfacción personal de apuntarse a las carreras y, a pesar de no ganar, haber pasado un día más sobre la bicicleta. Cada ciclista tiene sus objetivos y motivaciones propias, pero la felicidad al montar sobre su bicicleta es común para todos.

Y uno de esos locos amantes de la bicicleta de montaña es el dueño del cuadro de bicicleta que protagoniza el presente proyecto, el cual tras un uso dentro de los límites de la razón de una persona de 50 años y sin hacer un uso abusivo o inadecuado del mismo, pudo observar como su bicicleta llegaba al fin de su vida útil al aparecer distintas fisuras en ella tras 5 años de disfrute.

El objetivo por tanto del presente proyecto consiste en realizar, con la ayuda de programas informáticos de carácter ingenieril, un modelado 3D del cuadro fisurado lo más fiel posible al modelo original y un posterior análisis de cargas estáticas y de fatiga mediante el método de elementos finitos, intentando determinar así si con el uso dado a la bicicleta serían lógicas las fisuras aparecidas en ésta.

## 2. OBJETIVO DEL PROYECTO

En el presente proyecto se estudiará el efecto de las distintas sollicitaciones a las que está sometido un cuadro de bicicleta de doble suspensión que presenta una fisura y fractura severa en la zona de unión de la bieleta del sistema de suspensión con el triángulo delantero del cuadro, tal y como se puede apreciar en la Figura 2.1:



*Figura 2.1: Fractura del cuadro a estudiar.*

El sujeto dueño y usuario de la bicicleta durante su vida útil (5 años) se trata de un varón de 50 años, de complexión fuerte y con un peso de 92 kg. A pesar de llevar más de 30 años disfrutando del MTB siempre lo ha hecho de un modo tranquilo y sosegado, realizando rutas de media distancia sin dificultad aproximadamente el 95% de los fines de semana comprendidos en esos 5 años de uso de la bicicleta.

La bicicleta (Figura 2.2) se puede catalogar dentro de la disciplina trail, presentando 120 y 130 mm de recorrido en las suspensiones trasera y delantera respectivamente, con una geometría cómoda y relajada y enfocada más al disfrute de las bajadas que a la realización de rutas kilométricas, por lo que el uso que se le ha dado a la misma no supera ni mucho menos las capacidades e intenciones originales de la bicicleta.





*Figura 2.2: Bicicleta a estudiar.*

### 3. CONCEPTOS PREVIOS

En este capítulo se tratarán distintos conceptos y terminología básica en el mundo de la bicicleta de montaña (o MTB como se conoce por sus siglas en inglés) necesarios para el correcto seguimiento del presente proyecto, como pueden ser las distintas modalidades que podemos practicar hoy en día dentro de esta rama del ciclismo, aspectos técnicos referentes a la geometría de una bicicleta así como de la suspensión trasera y los distintos sistemas de suspensión que podemos encontrar en el mercado.

#### 3.1. Modalidades dentro del MTB

A pesar de que los que no estén inmersos en el mundo del ciclismo solo diferencien a groso modo entre ciclismo de carretera, de montaña y BMX, la verdad es que dentro del propio MTB nos vemos obligados a diferenciar, por lo menos, cuatro grandes modalidades, cada una de ellas con sus peculiaridades en cuanto a tipo de bicicleta, geometría, equipación o, incluso de una manera más abstracta, objetivo de por qué practicarla.

##### 3.1.1. Rally o Cross Country (XCO)

Esta modalidad utiliza bicicletas lo más ligeras posibles con geometrías enfocadas a conseguir la mayor eficiencia de pedaleo (Figura 3.1).

El material más empleado es el carbono tanto para cuadros como para componentes y el tamaño de rueda que se está estandarizando es el de 29", aunque igualmente hay cabida para las de 27,5" (o 650B como también se las conoce) y en bicis de gamas más bajas todavía se pueden encontrar algunas montadas con ruedas de 26" a pesar de su más que posible extinción inminente. Suelen montar cuadros rígidos o con suspensión de poco recorrido, en torno a 100 mm.

Dentro de esta modalidad incluso podríamos hacer una subdivisión para hablar de la modalidad Maratón o marchas de larga distancia, en la que se realizan rutas de un gran número de kilómetros y últimamente reúnen a una gran cantidad de aficionados a este

deporte, o el XCO de competición, en el que dando prioridad al espectáculo, las carreras suelen realizarse de manera explosiva dando varias vueltas a circuitos circulares con vertiginosas subidas y descensos técnicos.



*Figura 3.1: Nino Schurter, campeón del mundo XCO 2015 con su Scott Spark.*

### 3.1.2. Trail y Enduro

En estas modalidades empieza a primar la búsqueda de descensos frente a recorrer grandes distancias o conseguir subir rampas de gran desnivel. Las bicicletas empleadas (Figura 3.2) presentan prácticamente en su totalidad cuadros de doble suspensión con recorridos mayores que los empleados en XCO y que van desde los 120 mm de las bicicletas Trail de carácter más rutero a los 170 mm que podemos encontrar en algunas de las cada vez más polivalentes bicicletas de Enduro.

En cuanto al tamaño de rueda, el mercado está adoptando de forma unánime una tendencia clara hacia las de 27,5" en detrimento de las de 26".

En ambas modalidades, a diferencia del Descenso en el que se disponen de remotes mecánicos, el ascenso hasta las trialeras o bajadas se realiza en bicicleta, por lo que el compromiso entre peso y resistencia es de vital importancia, encontrando cada vez

más cantidad de modelos que emplean la fibra de carbono para sus cuadros así como suspensiones que sustituyen los muelles por aire con el fin de aligerar lo máximo posible el conjunto.



*Figura 3.2: Bicicleta de Trail.*

### 3.1.3. Descenso (DH)

Sin duda la modalidad más peligrosa dentro del MTB. En ella se compite en circuitos descendentes de gran desnivel en el que encontramos pasos muy técnicos y complicados así como saltos, cortados, peraltes o cualquier tipo de obstáculo, ya sea natural o artificial.

Como se puede observar en la Figura 3.3, se emplean bicicletas con suspensiones de largo recorrido que pueden llegar hasta los 250 mm de algunos modelos y hoy en día la mayoría de cuadros siguen siendo de aluminio, buscando la mayor fiabilidad posible y dejando el aspecto del peso en un segundo plano. No obstante, en competición y en bicicletas de las gamas más altas (algunas rondando los 10.000 € de P.V.P) se emplea el carbono, tanto en cuadros como en ciertos componentes con el fin de poder arañar la mayor cantidad de tiempo al cronómetro.



La equipación es prácticamente igual que la empleada en el motocross, siendo obligatorio el empleo de casco integral y habitual el uso de todo tipo de protecciones, desde rodilleras o coderas a petos y el cada vez más extendido neck brace o collarín para prevenir daños cervicales.



*Figura 3.3: Bicicleta de DH*

#### 3.1.4. Dirt

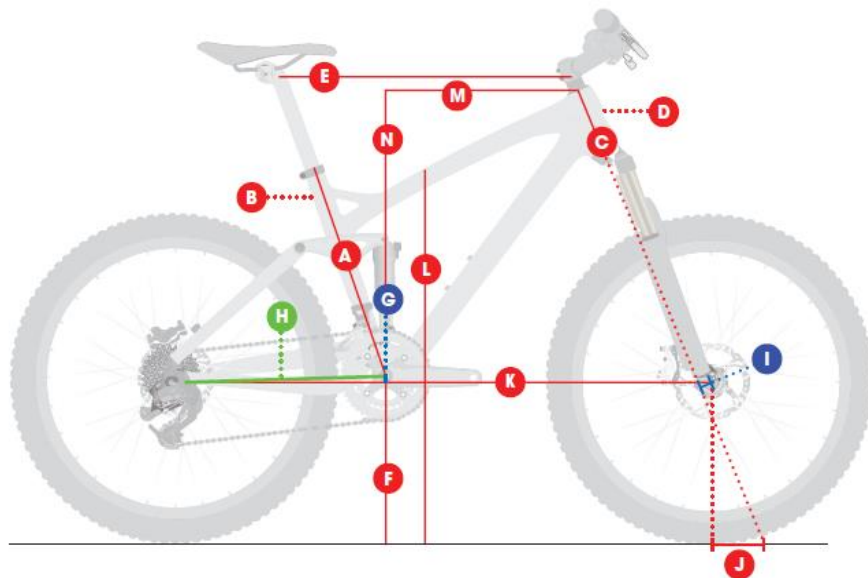
Esta disciplina es muy similar al Freestyle en el motocross, es decir, consiste en realizar distintas figuras y “trucos” mientras se está en el aire. Se emplean bicicletas que recuerdan a las utilizadas en el BMX pero de mayor tamaño (Figura 3.4), con ruedas de 26” normalmente, sin suspensión trasera y con poco recorrido en la delantera, así como cuadros con el tubo de sillín muy corto con el fin de dejar espacio para poder maniobrar cómodamente. Hoy en día se empiezan a usar también bicicletas de doble suspensión con el fin de ganar comodidad en las recepciones de los saltos, dadas las grandes dimensiones y distancias que están tomando éstos en los últimos tiempos.



*Figura 3.4: Modalidad Dirt*

### 3.2. Geometría de una bicicleta

A continuación se explican las distintas medidas y ángulos que determinan la geometría de una bicicleta, recogidas en la Figura 3.5, así como en qué aspecto influyen cada uno de ellos en la conducción.



*Figura 3.5: Geometría de una bicicleta de doble suspensión*

#### a) Longitud del tubo de sillín

Distancia medida desde el centro del pedalier hasta el punto más alto de dicho tubo. Dicha medida suele definir la talla de la bicicleta, expresada normalmente en pulgadas. En bicicletas de doble suspensión muchas veces se suele indicar además de ésta, la medida virtual de la longitud del tubo de sillín, pues la longitud real no representa la talla debido a las formas que este tubo adopta para alojar los anclajes del amortiguador o bieletas. Sin embargo, en los últimos tiempos se suelen emplear otras medidas de referencia para determinar mejor la talla, como se explicará en el apartado n).

#### b) Ángulo de sillín

Ángulo formado entre el tubo de sillín y el plano horizontal. Hasta hace unos años solía oscilar entre los  $69^\circ$  y los  $74^\circ$ , sin embargo podemos encontrar ángulos de  $65^\circ$  en modalidades como el Enduro, donde las bajadas tienen un mayor peso que las subidas, o incluso de  $60^\circ$  en bicicletas de Descenso.

Un tubo de sillín muy vertical nos obligará a adoptar una posición más efectiva para pedalear y siempre facilitará las subidas sentados sobre el sillín.

#### c) Longitud de la pipa de dirección

Distancia entre las cazoletas de la dirección. Influye directamente en la altura del manillar y por tanto indica las indicaciones ergonómicas del cuadro.

Un cuadro con menor longitud de pipa exige una gran condición física puesto que nos obligará a tumbarnos más sobre la parte delantera de la bicicleta, demandando así una mayor flexibilidad corporal.

#### d) Ángulo de dirección

Ángulo entre la pipa de dirección y el plano horizontal. Sin duda una de las medidas que más influye en el comportamiento de una bicicleta. Mayores valores de este ángulo facilitarán las subidas y el pedaleo al obligarnos a adoptar una posición más eficiente sobre la bicicleta a costa de una dirección más directa, nerviosa e insegura a la hora de enfrentar una bajada. Por otro lado, ángulos más cerrados se traducen en una mayor estabilidad a altas velocidades y posición más cómoda y segura para los descensos, a costa de una mayor dificultad para realizar giros cerrados y encarar subidas. Esta medida por tanto influye directamente en la medida “trail”, comentada en el punto g).

En bicicletas de Cross Country suele tener un valor de  $71^\circ$  frente a los  $63^\circ$  que puede tener una de Descenso.

#### e) Tubo superior

Medida horizontal desde el eje central de la dirección al eje central de la tija. Será superior cuanto mayor sea la talla de la bicicleta con el fin de permitir un pedaleo cómodo, dotando a la bici de una mayor estabilidad al incrementar la distancia entre ejes, así como permitirá ir más extendidos sobre la bicicleta y en consecuencia mejorar el reparto de masas.

#### f) Altura de pedalier

Distancia vertical entre el centro del pedalier y el suelo. Determina el espacio que tendrá la bicicleta para superar obstáculos sin golpear en ellos con el cuadro o el plato de mayor tamaño, así como la altura del centro de gravedad de la dupla ciclista/bicicleta; a menor altura del centro de gravedad más facilidad tendremos para tomar las curvas y mayor sensación de seguridad transmitirá la bicicleta.



#### g) Caída del pedalier

Distancia vertical entre el centro del pedalier y la línea imaginaria que une el eje delantero con el trasero.

#### h) Longitud de vainas

Distancia entre el centro del pedalier y el centro del eje trasero. Esta medida está relacionada con el ángulo de sillín, pues cuanto más cortas sean las vainas mayor tendrá que ser el ángulo de sillín.

Con unas vainas cortas (alrededor de 40 cm) tendremos un pedaleo potente y una mejor tracción ya que estamos sentados cerca de la vertical del eje trasero a la vez que hacen más manejable la bicicleta, mientras que unas vainas largas contribuyen a la estabilidad.

#### i) Avance de la horquilla u Offset

Consiste en la distancia perpendicular al eje de la dirección desde el centro del eje delantero. Cuanto mayor es esta medida más capacidad tendrá la horquilla de absorber las irregularidades del terreno. Influye directamente a su vez en el avance de la dirección.

#### j) Avance de la dirección o Trail

Muy a menudo confundida con el avance de la horquilla, ésta es la distancia en horizontal entre la prolongación del eje de dirección hasta el suelo y el punto donde la rueda delantera hace contacto con el suelo. Otra de las medidas clave en la geometría de una bicicleta puesto que afecta muy directamente a la maniobrabilidad del eje delantero.

A mayor medida de trail tendremos una dirección más lenta de reacciones y estable, sobre todo a altas velocidades, a la par que más difícil será girar la bicicleta ante

cuervas cerradas; por el contrario, con un trail menor conseguiremos que la dirección responda antes a nuestros movimientos y por lo tanto ésta será más manejable y nerviosa.

En la Figura 3.6 podemos apreciar cómo afectan a esta medida las variaciones del ángulo de dirección, del avance de la horquilla y del tamaño de rueda.

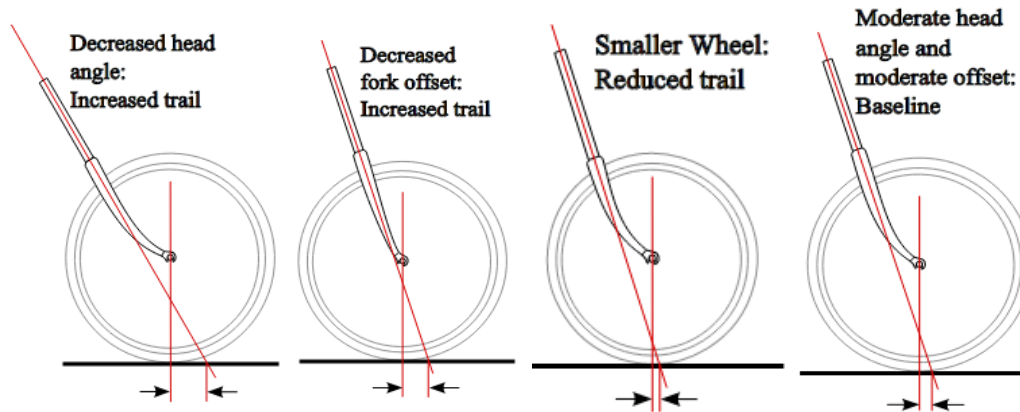


Figura 3.6: Factores que afectan a la medida del trail.

#### k) Distancia entre ejes

Es la distancia existente entre el eje de la rueda delantera y el eje de la trasera. Su medida dependerá directamente de las distintas combinaciones que se hayan realizado con las medidas descritas anteriormente.

Cuanto más larga sea una bicicleta entre ejes más estable será a altas velocidades en detrimento de la realización de giros rápidos, mientras que cuanto más corta sea mayor agilidad tendrá, siendo más inestable e insegura a altas velocidades.

#### l) Standover

Esta medida nació para tener una referencia real de la altura del tubo superior puesto que hoy en día este suele presentar un curvado o sloping con el fin de dejar más espacio al ciclista encima de la bicicleta. Es la distancia vertical desde el suelo hasta el punto medio de dicho tubo.

Si utilizásemos un cuadro pequeño el cual tuviese mucho *sloping* nos obligaría a llevar demasiada tija fuera del mismo y elevando la sollicitación que debe soportar el tubo de sillín debido a nuestro peso cuando estamos sentados

#### m) Reach

Es la distancia horizontal entre el centro del pedalier y el extremo superior del eje de la pipa de dirección. Dada la estrecha relación que presenta con la siguiente medida se explicarán juntas en el siguiente punto.

#### n) Stack

Distancia vertical entre el centro del pedalier y el extremo superior del eje de la pipa de dirección.

Tomadas en cuenta conjuntamente, el *reach* y el *stack* son las medidas que mejor definen el tamaño de un cuadro actualmente comparadas con las tradicionalmente usadas medidas de tubo de sillín y de tubo superior. El motivo que provocó la aparición de estas dos nuevas cotas fue el ya comentado *sloping*, el cual desdibujaba el punto de referencia donde se unen el tubo superior y el de sillín (ya no tenemos una línea recta) confundiendo así a los usuarios a la hora de elegir la talla correcta de bicicleta, puesto que el tubo de sillín disminuye su tamaño cuanto mayor *sloping* presenta el tubo superior y obligando por tanto a pensar que se trata de una talla menor de bicicleta de la que realmente es.

### 3.3. Suspensión trasera

#### 3.3.1. Parámetros

Lo habitual cuando analizamos y comparamos varios modelos de suspensiones es utilizar la trayectoria de la rueda trasera como parámetro de análisis, en estos casos el programa informático Linkage nos es de gran utilidad. En el mundo del motociclismo sin embargo se utilizan otras variables, pero como algunos diseñadores conocen bien ese sector hablan sobre las suspensiones de las bicicletas utilizando los mismos términos.

##### *a) Anti-squat*

Este parámetro indica la efectividad de pedaleo de un sistema de suspensión o, dicho de otro modo, la influencia que tiene la pedalada sobre el propio sistema de suspensión. Es una medida porcentual y se refiere a la fuerza que realiza la cadena sobre el basculante y que se opone a la compresión de la suspensión trasera debida a la aceleración.

Una bicicleta con un 100% de *anti-squat* indica que la suspensión es independiente de la pedalada, por lo que pedalear (sentado) no provocaría que el amortiguador se comprimiase o se extendiese. Valores superiores al 100% tienden a extender el sistema, mientras que valores inferiores tienden a comprimirlo.

El cálculo del *anti-squat* se hace gráficamente utilizando el método de Cossalter (1), el cual está descrito en la Figura 3.7.

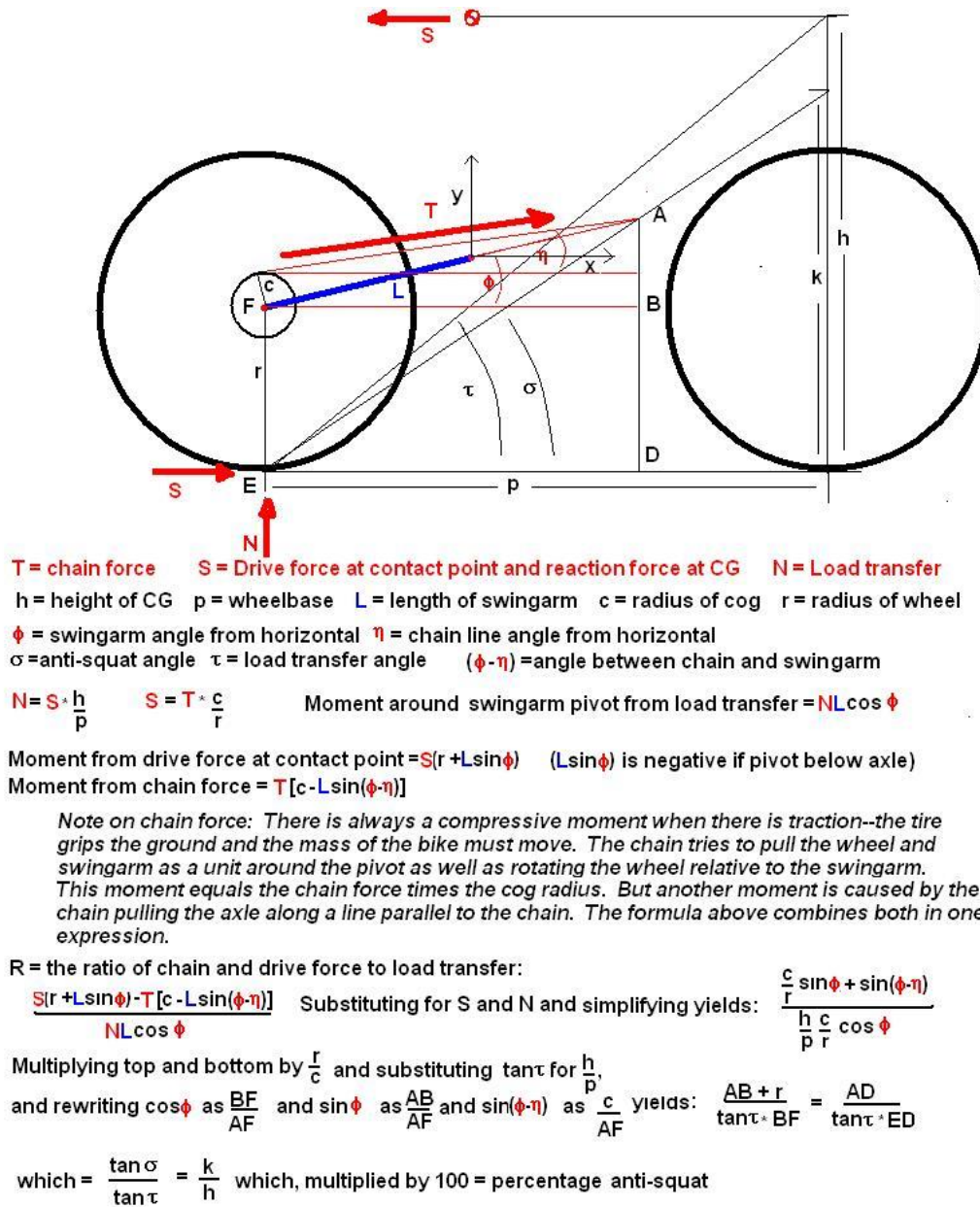


Figura 3.7: Método de Cossalter para la obtención del anti-squat.

## b) Leverage ratio

El *Leverage ratio* (LR) se define como la relación entre el recorrido del cuadro y el recorrido del amortiguador. Para el cálculo de este parámetro podemos proceder de dos formas:

$$\frac{R_{\text{cuadro}}}{R_{\text{amortiguador}}} \leftrightarrow \frac{R_{\text{amortiguador}}}{R_{\text{cuadro}}}$$

Aunque ambas expresiones son válidas, el software Linkage utiliza siempre la primera, obteniendo así siempre valores mayores que 1; por poner un ejemplo, a día de hoy cerca del 90% de las bicicletas de Enduro presentan un LR entre 2.5 y 3.0. Sin embargo en ocasiones las marcas de bicicletas publican las gráficas del LR utilizando la segunda variante, con el único inconveniente de presentar las gráficas invertidas y complicando en parte su interpretación.

Un cuadro que presenta un dato de *leverage ratio* bajo trabaja con presiones pequeñas en el amortiguador y teniendo éste por tanto unas condiciones de trabajo menos exigentes; no obstante, no interesa disminuirlo demasiado, pues si no el amortiguador necesitará un tarado o *setting* hidráulico a medida, limitando así las opciones a la hora de sustituir el amortiguador por otro diferente.

El principio más importante a tener en cuenta es la variación del *leverage ratio* a medida que se comprime el amortiguador, entrando en juego el *leverage ratio* medio (LRM). El peso de este factor es tal que es posible encontrar 2 sistemas de suspensión con un LRM idéntico, teniendo el primero un LR constante y el segundo un LR variable. Ambos poseen un *leverage ratio* medio similar, pero el funcionamiento será distinto por completo.

En cualquier caso, la idea que se pretende que quede clara es que el factor más importante en el funcionamiento del sistema es el amortiguador. Cada amortiguador tiene un funcionamiento concreto, y el *leverage ratio* es un factor de corrección, un coeficiente que modifica ligeramente ese comportamiento del amortiguador.

### c) *Pedal kickback*

El *pedal kickback* es un fenómeno que se da al comprimirse la suspensión trasera y que consiste en un alargamiento de la longitud de la cadena al estar el eje de pedalier y el pivote principal a distinta altura, produciéndose indeseables tirones de cadena que provocan un giro hacia atrás de las bielas con la consecuente sensación de que los pedales retroceden.

Un valor 0 sería el ideal, ya que el movimiento de la suspensión sería independiente de la posición de los pedales, permitiéndonos pedalear perfectamente sobre superficies con muchos baches. Inevitablemente el valor va a ser mayor que cero en la inmensa mayoría de los casos, y por lo general es más alto cuanto más bajo es el anti-squat.

Cuando el valor es muy alto, en ciertas circunstancias que tengamos una presión fuerte sobre los pedales (pedaleando o de pie cargando el peso sobre los pedales) puede provocar cierto bloqueo en el sistema de suspensión.

Este efecto y la eficacia de pedaleo suelen estar estrechamente ligados, así como el desarrollo que se esté utilizando en ese momento. Por norma general los sistemas de suspensión con una eficacia de pedaleo elevada también presentan mucho *pedal kickback*; no obstante ya podemos encontrar en el mercado sistemas de suspensión con una gran efectividad de pedaleo y valores de *kickback* muy pequeños.

#### d) *Brake squat*

Valor que indica la influencia del freno trasero en el sistema de suspensión. Un valor 0% indica total independencia de la frenada con el sistema, por lo que al frenar la suspensión se extenderá por la inercia que lleva nuestro cuerpo hacia delante. Un valor 100% comprimiría la suspensión tanto como nuestra inercia trataría de extenderla, manteniendo así la geometría. Por encima del 100% la suspensión se comprimiría al frenar. Un valor adecuado ronda el 50%.

### 3.3.2. Sistemas de suspensión

A día de hoy podemos encontrar en el mercado una gran cantidad de sistemas de suspensión, pues la mayoría de las marcas apuestan por uno distinto como seña de identidad. No obstante podemos encuadrar la mayoría de ellos en cuatro tipos principales: sistemas monopivote, sistemas de paralelogramo deformable, sistemas que se basan en el movimiento de dos bieletas para crear un punto de pivote virtual y el sistema *Split Pivot*.

Fuera de estos cuatro grupos encontramos sistemas de suspensión prácticamente idénticos o sistemas en desuso.

A día de hoy es imposible determinar cuál de ellos es el mejor, pues todos tienen aspectos positivos y negativos, por lo que en última instancia es tarea del ciclista apostar por uno de ellos en función de sus propias preferencias y de si se adapta de mayor o menor manera a su estilo de conducción.

Para facilitar la visualización de los distintos sistemas se adjuntan a modo de ejemplo imágenes reales de bicicletas junto a croquis 2D de las mismas extraídas de la base de datos online del software Linkage v. X3.

### 1) *Sistemas monopivote*

Estos sistemas deben su nombre a que únicamente poseen un punto de giro. Dentro de estos podemos encontrar aquellos que aun siendo monopivote incorporan bieletas para modificar el recorrido del amortiguador.

#### a) *Monopivotes clásicas*

Son los sistemas de suspensión más sencillos, fiables y que menos mantenimiento requieren de cuantos podemos encontrar en el mercado, puesto que presentan un solo punto de giro y el amortiguador va anclado directamente al basculante como se aprecia en la Figura 3.8.

Como lado negativo, estos sistemas pivotan sobre un arco que depende directamente de la longitud del basculante y de la ubicación del pivote principal. Esto se traduce en un elevado *brake squat*, comprimiéndose el amortiguador por las fuerzas de frenado y limitando la funcionalidad de la suspensión, percibiendo un comportamiento rígido y nervioso de la bicicleta al actuar el freno trasero sobre terreno irregular.

El segundo inconveniente está relacionado con el valor de *anti-squat*, sobre todo en marchas cortas, donde las fuerzas del pedaleo provocan un vaivén continuo de la



suspensión (fenómeno conocido como *pedal bob*). Así mismo, su curva de progresividad suele ser muy lineal, influyendo de sobremanera el perfecto ajuste del amortiguador para disfrutar de un funcionamiento correcto del sistema.

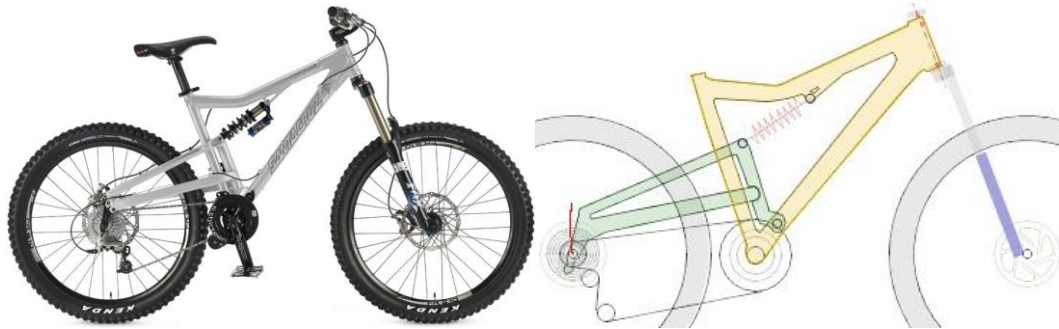


Figura 3.8: Santa Cruz Heckler, ejemplo de cuadro monopivote.

Otro aspecto a comentar es que la mayoría de cuadros que montan este sistema tienen el punto de giro a una altura media, siendo muy difícil hoy en día encontrar monopivotes con un punto de giro demasiado alto o bajo. Sin embargo podemos ver algunos con un punto de giro muy elevado y una roldana que redirige la cadena. Este sistema se usa mucho en bicicletas que montan una transmisión integrada.

#### b) Monopivotes con bieletas

Este tipo de diseño se utiliza mucho en bicicletas de descenso, pues combina la rigidez de los basculantes monopivote con el aumento de la progresividad del sistema gracias a las bieletas (Figura 3.9).



Figura 3.9: Rocky Mountain RMX, ejemplo de monopivote con bieletas.

## 2) *Sistemas de paralelogramo deformable*

Este tipo de sistema de suspensión se puede dividir a su vez en dos grupos que aparentemente son similares pero con grandes diferencias en cuanto al comportamiento de la bicicleta; estos son el sistema *Faux-Bar* y el sistema *Horst-Link*.

Estos dos términos son nombres genéricos, pues las marcas utilizan sus propias denominaciones de estos sistemas y eso puede hacernos pensar que existen más de los que realmente hay. Un ejemplo claro es el que sucede con el sistema de paralelogramo con *Horst-Link*, el cual es conocido normalmente como FSR por haber sido adquirida la patente en USA y renombrada por la marca americana Specialized (de hecho, si adquirimos una bicicleta en USA que use este sistema suele incluir una pegatina de Specialized por este motivo), pero el sistema NRS de Giant o el sistema ICT de Ellsworth están dentro del mismo grupo. No son sistemas diferentes aunque cada uno tenga incluso su propia patente, sino que son diseños distintos con sus pequeñas diferencias en la forma de colocar los pivotes pero poseen las mismas características en cuanto a sistema de suspensión.

### a) *Sistema Faux-Bar*

La principal característica de este sistema de paralelogramo deformable, y que lo diferencia del *Horst Link*, es que el eje de la rueda trasera va anclado a las vainas en lugar de a los tirantes y estando por tanto el eje por debajo del pivote trasero principal, tal y como se observa en la Figura 3.10.

La posición del amortiguador en los modelos *Faux-Bar* varía en función de cada marca, pero las dos formas más habituales de verlo es anclado al tubo superior o colocarlo paralelo al tubo de sillín. Estos modelos tienen una trayectoria de la rueda trasera idéntica a la de una monopivote, con las características negativas que comentábamos posee dicho sistema, incluso podemos encontrar modelos con pinza de freno trasera flotante para minimizar la interacción de la frenada con la suspensión.



Figura 3.10: Kona Process DL, ejemplo de sistema Faux Bar

Un caso especial dentro de este tipo de modelos son los sistemas que eliminan el punto de pivote trasero y que confían en la flexibilidad de materiales como el titanio o el carbono.

#### b) Sistema Horst-Link.

En este sistema (Figura 3.11) el eje de la rueda trasera va anclada en los tirantes, teniendo el pivote trasero principal por debajo de éste, en las vainas. Como ya se ha comentado es famoso por ser el sistema FSR utilizado por la marca Specialized.

Esta forma de colocar el pivote trasero principal crea una trayectoria mucho más vertical de la rueda trasera que la peculiar curva que presenta un monopivote, resultando un sistema mucho más independiente de las fuerzas generadas por el pedaleo y la frenada así como limita el *pedal kickback*.

La posición del amortiguador en los modelos *Horst-Link* varía mucho en función de cada marca, pero al igual que en el caso anterior las dos formas más habituales de encontrarlo es anclado al tubo superior o colocado paralelo al tubo de sillín.



Figura 3.11: Specialized Stumpjumper FSR EVO, ejemplo de sistema Horst Link

### 3) Sistemas con pivote virtual

A pesar de ser los sistemas de más reciente aparición cada vez hay más marcas que los utilizan. Atendiendo al sentido de rotación de las bieletas se pueden clasificar en dos: el sistema VPP y el sistema DW-Link. Ambos sistemas ofrecen grandes beneficios sobre otros más sencillos, aunque también poseen puntos negativos que deben ser comentados.

Los dos utilizan dos bieletas para conectar el triángulo trasero con el delantero, permitiendo un movimiento de la rueda trasera independiente de este último y generando una trayectoria de ésta prácticamente vertical, o llegando incluso a desplazarse hacia atrás en algunos casos.

#### a) Sistema VPP

Utilizado por las marcas Intense y Santa Cruz, este sistema emplea dos bieletas que giran en sentido opuesto. Se caracteriza por tener una trayectoria de la rueda trasera con una forma muy característica y por ser un sistema de gran progresividad.

El amortiguador suele ir anclado a la bieleta superior en los modelos de menor recorrido como se puede apreciar en la Figura 3.12, y a la bieleta inferior en los modelos de Descenso.

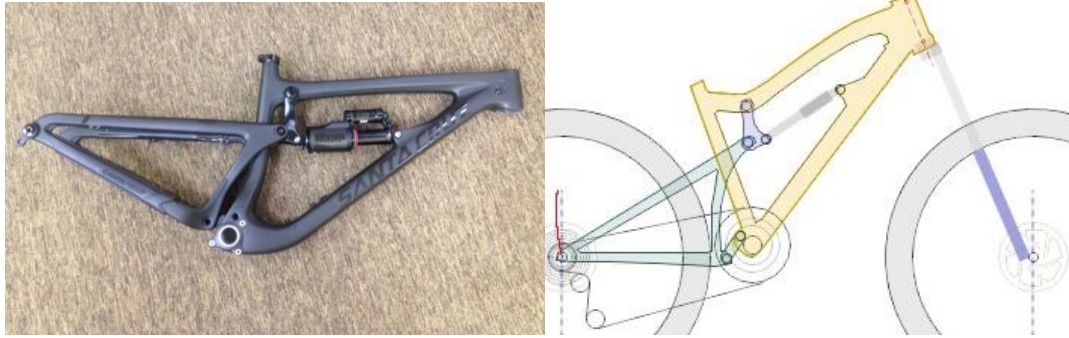


Figura 3.12: Santa Cruz Nomad, ejemplo de sistema VPP.

La marca Lapierre utiliza el sistema FPS2 muy similar en cuanto a funcionamiento, pero sus dos bieletas giran en sentido opuesto al del VPP.

#### b) Sistema DW-Link

Utilizado por Iron Horse, Ibis o Pivot, en este sistema las dos bieletas giran en el mismo sentido y el funcionamiento es muy parecido a los diseños de paralelogramo deformable con Horst-Link. La trayectoria de la rueda es un arco algo más cerrado que el de un monopivote (Figura 3.13) y la progresividad también es muy similar, ligeramente mayor, aunque depende de la forma de anclar el amortiguador: en la bieleta superior y paralelo al tubo de sillín o en el triángulo trasero y paralelo al tubo superior.

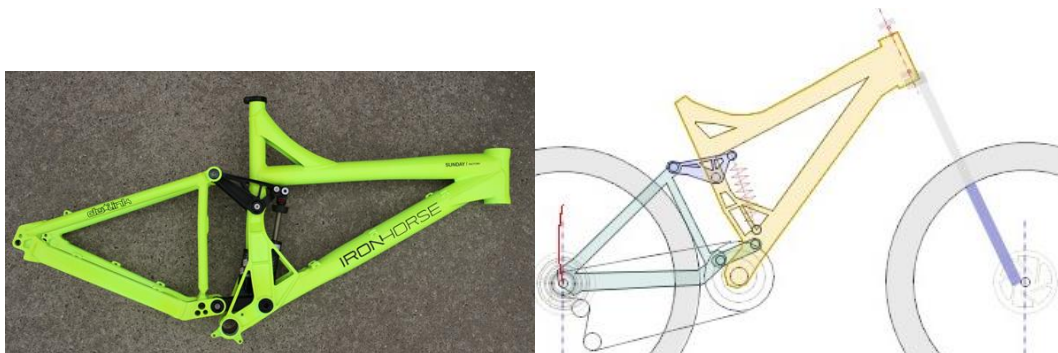


Figura 3.13: Iron Horse Sunday, ejemplo de sistema DW Link.

El sistema Maestro de Giant es prácticamente idéntico al DW-Link y tiene un funcionamiento muy parecido.



#### 4) Sistema Active Braking Point (ABP) o Split Pivot

La característica principal de este sistema, tal como vemos en la Figura 3.14, es que el propio eje de la rueda trasera realiza la función de pivote trasero. Las ventajas de este sistema son la independencia de la suspensión respecto de la frenada y una gran eficiencia de pedaleo; por otro lado, el diseño de la bicicleta influye mucho en su funcionamiento, provocando que en determinados modelos el amortiguador se muestre más rígido ante pequeños baches y demasiado suave ante grandes saltos.

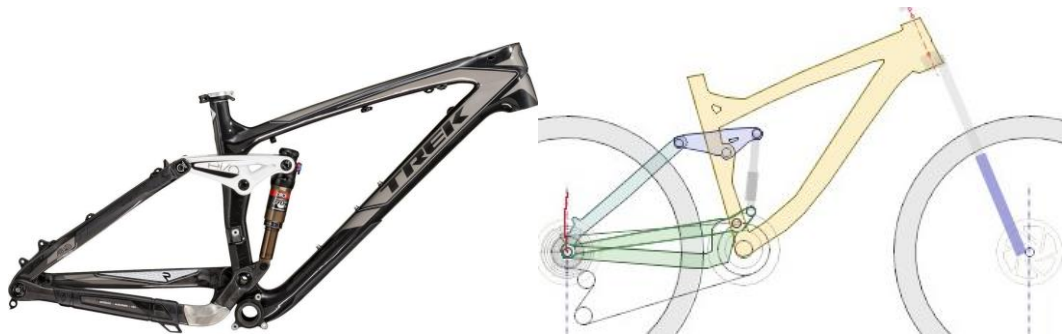


Figura 3.14: Trek Remedy, ejemplo de sistema ABP.

En el caso de Trek, utilizan un diseño de suspensión flotante simple pero eficiente que funciona de forma armoniosa con el ABP. El amortiguador, en lugar de estar anclado al triángulo delantero, va unido a la bieleta en su parte superior y a unos apéndices que presenta el conjunto soldado que forma las vainas en su parte inferior, logrando así no interrumpir el tubo de sillín.

El anclaje inferior del amortiguador se desplaza en la dirección de la compresión, permitiendo así conseguir un mayor recorrido con un amortiguador más pequeño a la par que se crea un ratio de compresión más lineal

## 4. MATERIALES EN MTB

Dadas las condiciones abusivas del ciclismo de montaña de hoy en día, es comprensible la necesidad de cuadros y componentes que soporten grandes esfuerzos y tengan una elevada resistencia a fatiga. Uno de los materiales más usados en la industria de la bicicleta es el aluminio, teniendo cabida también el acero, titanio y carbono, el cual cada vez está más extendido dadas sus grandes propiedades mecánicas y bajo peso.

En la Figura 4.1 (2) podemos observar una comparación de distintas propiedades de los materiales más utilizados en la industria de la bicicleta.

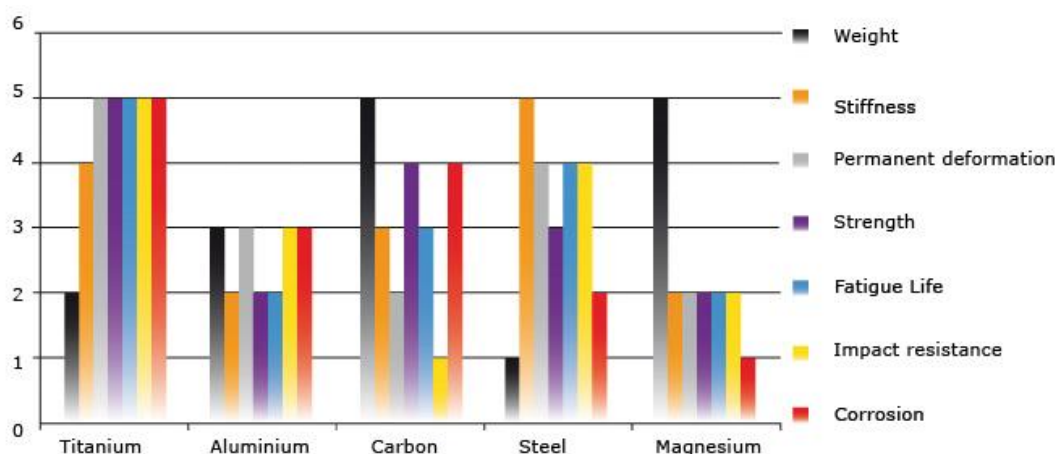


Figura 4.1: Comparación de propiedades de distintos materiales.

### 4.1. Acero

Se trata de una aleación que emplea hierro como material base y carbono como aleante principal, el cual modifica excepcionalmente las propiedades mecánicas del acero: si el porcentaje de éste aumenta, conseguimos aumentar la dureza y resistencia de la aleación, aunque volviéndose más frágil y menos dúctil. Por este motivo se recurre al uso aleado de otros elementos, consiguiendo así un material más equilibrado:

- Cobalto: aumenta la dureza del acero en caliente, utilizándose principalmente para la confección de herramientas de corte.
- Cromo: eleva la dureza, resistencia a la abrasión y corrosión, así como la tenacidad a cualquier temperatura. Le proporciona propiedades inoxidables.

- Manganeso: aumenta la colabilidad y la resistencia al desgaste.
- Molibdeno: junto con el carbono es el elemento más eficaz para endurecer el acero, evitando su fragilidad y aumentando su resistencia al calor y al desgaste.
- Níquel: es un elemento que, asociado al acero, le proporciona propiedades anticorrosivas.
- Silicio: es un antioxidante y proporciona elasticidad en una aleación.
- Tungsteno (Volframio): eleva la dureza.
- Vanadio: se emplea como desoxidante en las aleaciones proporcionando, además, muy buena resistencia a la fatiga y a la tracción.
- Niobio: eleva la resistencia a la fatiga.

El acero más utilizado a la hora de fabricar cuadros de bicicleta es el 25CrMo4 y el 34CrMo4, acero al cromo molibdeno, lo que se conoce con el sobrenombre de “Cromoly” o “acero 4130” en Estados Unidos. La abreviatura 25CrMo4 significa que el acero tiene un contenido carbónico de 0,25 por ciento; el CrMo4 es el indicativo de la calidad de los aditivos (cromo y molibdeno) y su cantidad (0,4%).

Como el acero tiene una resistencia nominal a la rotura muy alta se puede utilizar con espesores de pared mínimos (hasta 0,4 milímetros), aunque esto implica un grave riesgo a la hora de someter a una tubería tan delgada al proceso de soldadura. Por ello se recurre al engrosamiento de los tubos en sus extremos (conificado), de forma que se mantenga un peso reducido a cambio de porciones gruesas de material donde poder aplicar la soldadura sin poner en peligro el resto del tubo.

#### 4.1.1. Ventajas e inconvenientes del acero

Una de las ventajas reside en el precio de los tubos de acero, pues siempre es contenido en comparación al uso de otros materiales al ser su fabricación relativamente barata. Es un material que posee una gran resistencia a la rotura y soporta muchas deformaciones antes de que se produzca su degradación por fatiga.



En cuanto a desventajas, el peso y la vulnerabilidad frente a la corrosión son sin duda las mayores que tiene este material.

## 4.2. Titanio

El titanio, a pesar de la creencia generalizada de que es un material escaso, es el cuarto metal más abundante en el mundo, por detrás del aluminio, magnesio y hierro. El titanio 3Al-2.5V (aleación que se utiliza en la fabricación de cuadros) tiene su principal aplicación en la producción de artículos aeroespaciales así como en implantes o prótesis, pues es un material biocompatible. Gracias a que posee un peso mínimo (60% inferior al acero) y una resistencia a la rotura similar a la del Cromoly, es una buena opción para construir cuadros de bicicleta resistentes y muy ligeros. Sin embargo, es inevitable utilizar secciones y diámetros de tubo mayores para mantener un grado de rigidez mínimo debido a su gran resiliencia (Figura 4.2).



*Figura 4.2: Tubos de titanio.*

### 4.2.1. Ventajas e inconvenientes del titanio

El principal factor adverso al uso del titanio es el elevado precio que hay que pagar por un cuadro de este material. El titanio no se encuentra en su forma pura en la naturaleza, si no que debemos extraerlo de otros compuestos como el rutilo o la ilmenita, proceso difícil y costoso. Su mecanización también es complicada, pues es más duro que la mayoría de las máquinas-herramienta utilizadas en centros de mecanizado, así como lo complejo de su proceso de soldadura, ya que su punto de fusión se encuentra por encima de los 1.600 °C y es necesario soldarlo al vacío. Otro punto negativo ya comentado es

que para igualar la rigidez de un cuadro de acero o aluminio debemos aumentar la sección de los tubos de titanio.

En cuanto a las ventajas del titanio, importante citar la inmunidad de éste ante la práctica totalidad de elementos corrosivos, pues sólo le atacan algunos ácidos como el sulfúrico o nítrico, por lo que no necesita ser tratado o pintado y vemos como muchos fabricantes optan por presentar sus cuadros con el color natural del titanio ligeramente cepillado.

Otra ventaja es que la combinación de alta resistencia y elasticidad del titanio otorga una comodidad extraordinaria a la hora de utilizar un cuadro de titanio; por un lado es lo suficientemente rígido como para minimizar las pérdidas de energía por flexión mientras que por otro lado su gran elasticidad se traduce en una mayor capacidad de absorción de las vibraciones.

#### 4.3. Aluminio

El aluminio posee un gran ratio peso-resistencia, así como un menor coste comparado con otros materiales; no obstante, el mayor inconveniente que encontramos en el empleo de éste es su susceptibilidad a fallar a causa de la fatiga del mismo bajo sollicitaciones cíclicas.

Dicho esto, un factor clave para los fabricantes de bicicletas es el poder minimizar la aparición de fisuras y roturas en sus cuadros, evitando así costosas tramitaciones de garantía, responsabilidades legales y, sobre todo, pérdida de la valiosa imagen de marca que puedan poseer.

##### 4.3.1. Ventajas

###### *a) Ligereza*

Como enunciábamos en el apartado anterior, la principal característica del aluminio frente a otros materiales utilizados en el sector de la bicicleta es su ligereza. Si a esto le sumamos unas propiedades mecánicas moderadamente buenas, se convierte en

uno de los mejores metales para aplicaciones estructurales en las que el peso del elemento es crítico.

#### *b) Coste*

Otro aspecto decisivo que influye en la elección del aluminio es el hecho de ser el metal más abundante en la corteza terrestre. Ciertamente es que la producción de este material desde la mena (materia prima mineral) consume una gran cantidad de energía; no obstante, su producción procedente de reciclado tiene un coste bastante menor, con el añadido de que no se degrada en el proceso por muchas veces que se repita.

#### *c) Facilidad de procesado*

El hecho de que este metal no presente una dureza y resistencia muy elevadas repercute en la facilidad de procesarlo industrialmente, es decir, fabricar una estructura tubular realizada en aluminio es más sencillo que la misma realizada en acero o titanio. La resistencia influye en los procesos de doblado, mientras que la menor dureza ayuda en el proceso de mecanizado y roscado.

Conformarlo en tubos, cortarlo, estirarlo, doblarlo, mecanizarlo o, en definitiva, dejar los tubos listos para el proceso de soldadura siempre consumirá por tanto menos energía y tiempo que con el acero. Si a esto le añadimos que su temperatura de fusión es baja (660°C) y, por tanto, que los tratamientos térmicos que requiere y su conformado en caliente consumen menor energía al necesitar menores temperaturas en los hornos, así como que el corte por láser (más barato y preciso) también requerirá menor energía, el aluminio se convierte en un material con unas propiedades realmente envidiables para cualquier tipo de proceso industrial.

Otra característica del aluminio es que no sufre corrosión en algunos medios (incluido el atmosférico), puesto que se forma un óxido en su superficie que protege al resto del metal de la oxidación, siendo esto no perjudicial para las propiedades del metal en la mayoría de aplicaciones en las que se emplea.

#### 4.3.2. Inconvenientes

Tras analizar las características de este material no es de extrañar que nos preguntemos por qué el aluminio no se empleaba masivamente en la industria de la bicicleta de montaña hasta estas últimas décadas. El principal factor que condicionó los inicios del aluminio en la fabricación de cuadros fue principalmente que no se diseñaba teniendo en cuenta sus peculiaridades:

##### *a) Soldabilidad*

En condiciones normales las zonas más débiles de un cuadro son las soldaduras y las zonas cercanas a ésta, por tanto no sirve de nada obsesionarse con la resistencia del material empleado si luego los procesos de soldado y posterior tratamiento térmico no se hacen adecuadamente.

Para conseguir una soldadura de calidad, es necesario un proceso muy cuidadoso y controlado, dadas las dificultades que presenta.

No todas las aleaciones de aluminio son soldables, de hecho las soldables son una minoría. No obstante, además de ser soldable, se necesita que sea tratable térmicamente para aliviar tensiones al final del proceso completo de soldadura.

El debilitamiento asociado a la soldadura del aluminio es grande, de hecho las aleaciones tradicionalmente soldables de aluminio no son las más resistentes, llegándose incluso a encontrar cuadros de aluminio pegado muchos años atrás.

El primer motivo que provoca dicho debilitamiento lo encontramos en la alta conductividad térmica del aluminio, la cual genera un aumento de la zona afectada por el calor de la soldadura (la que se debilita). El segundo es que, aunque la temperatura de fusión del aluminio es más baja, el espesor de los tubos es mayor, con lo que la cantidad de energía que se aporta estará en valores similares a la aportada para un cuadro de acero o titanio, pero con una zona afectada y debilitada más amplia.

Especial riesgo implica la existencia de inclusiones porosas, burbujas de gas que se quedan atrapadas dentro del cordón de soldadura tras la solidificación del metal. La

soldadura de aluminio presenta una gran predisposición a la aparición de las mismas; las burbujas no escapan tan rápidamente como en otros metales más pesados debido a la alta conductividad térmica, rápido proceso de enfriado y baja densidad del aluminio ( $2,7\text{ g/cm}^3$  contra  $7,9\text{ g/cm}^3$  del acero).

Uno de los grandes riesgos a la hora de soldar es que las zonas cercanas se enfríen de diferente manera, una muy lentamente y otra muy rápidamente, produciéndose así tensiones internas que debilitan el material. Este fenómeno se produce cuando se sueldan dos zonas con distintos espesores, cuando un refuerzo no está bien pensado, cuando hay esquinas que se pueden enfriar más rápido o cuando un cuadro está sometido a una corriente de aire.

#### *b) Ductilidad*

Podemos definirla como la capacidad del material para soportar deformaciones sin romperse. La resistencia a fatiga del aluminio, aunque es buena, presenta dos inconvenientes básicos: por un lado, no existe un límite de fatiga para vida infinita, por lo que si aplicamos un esfuerzo en una pieza de aluminio, durante un número suficiente de veces (puede llegar a cientos de millones), la pieza termina fallando siempre por muy bajo que sea el esfuerzo aplicado. Por otro lado encontramos que su respuesta a la fatiga empeora drásticamente cuando se ve obligado a soportar deformaciones que serían normales para materiales tradicionales como el acero o titanio, por lo que para poder fabricar un cuadro duradero, el ingeniero se ve obligado a limitar al máximo las deformaciones y a diseñar una estructura más rígida que si lo hiciese con otro material, afectando así a la comodidad de la bicicleta.

#### *4.3.3. Soluciones*

A continuación se expone cómo la ingeniería ha resuelto dichos inconvenientes desarrollando nuevas tecnologías hasta conseguir la fiabilidad y calidad de los cuadros de aluminio actuales:

*a) Soldadura TIG*

Es uno de los procesos de soldadura que proporcionan mejor calidad al producto acabado, pero es uno de los más difíciles y exigentes de ejecutar. Se trata de un tipo de soldadura con protección gaseosa, es decir, utiliza un gas inerte para proteger los metales del oxígeno, y cuyo electrodo no es fusible; se emplea una varilla refractaria de wolframio y el metal de aportación se puede suministrar acercando una varilla desnuda al electrodo como se aprecia en la Figura 4.3.

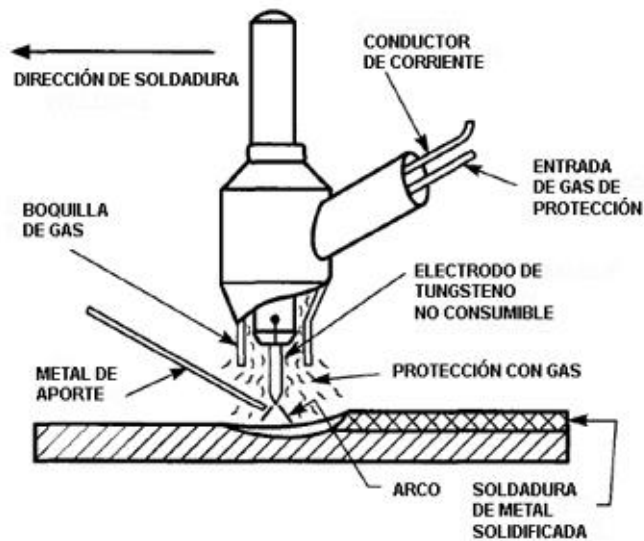


Figura 4.3: Esquema de soldadura TIG.

A pesar de no ser nuevo, este proceso ha presentado tradicionalmente bastantes dificultades a la hora de automatizarlo, sobre todo a la hora de soldar curvas de difícil definición como son las líneas que unen los tubos de un cuadro. Esto es un avance muy reciente y probablemente sea la clave de la popularización y disminución de precio de este tipo de cuadros.

*b) Diseño Oversize*

Inventado a principios de los años '80, el fin de esta filosofía de diseño es conseguir adaptar el menor módulo de elasticidad y la menor tolerancia a deformaciones

del aluminio a la fabricación de cuadros de bicicleta, utilizando para ello tubos de mayor diámetro a los utilizados hasta el momento en cuadros de acero.

### *c) Hidroformado*

Este proceso ha sido quizás el que, junto con la automatización de la soldadura, más ha influido para que los cuadros de aluminio se hayan impuesto por encima de los fabricados con otros materiales, ya que ha permitido dotar a los cuadros de formas muy variadas.

Para cambiar la forma de los tubos hay dos procedimientos principalmente: presionándolos exteriormente con una matriz o molde que tenga la forma deseada, o mediante el proceso de hidroformado, es decir, expandiéndolos interiormente, sellando los extremos y ejerciendo una presión hidrostática desde el interior del tubo, el cual se adapta a la forma que posea la matriz exterior.

La combinación de estos métodos de fabricación permite la adopción de casi cualquier forma para el diseño del tubo. Si estas formas se aprovechan adecuadamente, permiten adaptar al máximo las cualidades estructurales de cada uno de los tubos a las necesidades de resistencia en cada zona del cuadro y consiguiendo bajar el peso final del cuadro.

### *d) Conificado*

Como ya se ha comentado, los extremos de los tubos que soportan la soldadura sufren un debilitamiento importante, hecho al que hay sumarle que los tubos reciben más esfuerzos en los extremos que en el centro de los mismos. Para disminuir los efectos de la soldadura no hay mucho margen de maniobra más allá de una ejecución cuidada, pero para asimilar los mayores esfuerzos en los extremos aumentar el espesor no es una buena solución, siendo mucho más efectivo ampliar el radio del tubo en la dirección longitudinal de aplicación de los esfuerzos de manera que los asimile mejor. Con el conificado de los tubos conseguimos reforzar dichas zonas y adelgazar el tubo donde el esfuerzo será menor. Las primeras series de aluminio conificado se fabricaron a mediados de los años '90, plantando cara a los mejores cuadros de acero de la época.

El conificado de los tubos se realiza mediante un proceso de estirado de éstos. Dependiendo de si el conificado se realiza en una o en dos fases, se obtiene un tubo doble o triple conificado, es decir, con dos o tres espesores distintos en su sección transversal como se observa en la Figura 4.4. Las zonas con distintos espesores serán más o menos amplias en función de la forma en la que se estire, así como el cambio de espesor será más o menos brusco.



*Figura 4.4: Comparación de tubo tradicional frente a tubo conificado e hidroconformado.*

#### *e) Patillas de cambio desmontables*

Esta solución se creó para paliar el problema de la falta de rigidez de las patillas de aluminio mediante el uso de punteras reemplazables. En los cuadros de acero, con una cantidad escasa de material se conseguía la resistencia adecuada para que dicha parte realizase su función, mientras que con el aluminio, al ser su resistencia más baja, la cantidad de material que se podía poner en esos puntos no proporcionaba una buena solución; en caso de recibir un golpe en dicha zona era muy fácil doblarla o incluso partirla. De esta manera, las patillas de cambio desmontables (Figura 4.5) actúan como un “fusible”, protegiendo al desviador trasero y al propio cuadro al absorber éstas el impacto.





Figura 4.5: Patilla de cambio solidaria (izqda.) y patilla desmontable (dcha).

#### 4.3.4. Tratamiento térmico

Es importante que el material con el que esté fabricado el cuadro pueda ser tratado térmicamente con el fin de aliviar tensiones y restaurar las propiedades de la aleación en las zonas afectadas por el proceso de soldadura. Estas tensiones se crean en el cuadro principalmente por dos factores:

##### *a) Ciclo térmico de la soldadura:*

Soldar un material implica introducir en las zonas afectadas por el calor numerosas modificaciones metalúrgicas en el material de base, introduciendo tensiones residuales debidas al ciclo de calentamiento-enfriamiento. Este ciclo también hace que en las cercanías de la soldadura varíe la composición de la aleación del metal base, puesto que la solubilidad del metal fundido es mucho mayor que la de otros estados, teniendo así lugar un reparto no homogéneo de los elementos aleantes, por lo que hay que intentar restablecer esa homogeneidad en la medida de lo posible.

##### *b) Nivel de embridamiento:*

Un cuadro de bicicleta o su basculante van íntegramente soldados. Esto supone que cualquier parte de los mismos no se puede mover sin desplazar al resto, es decir, tiene su movimiento restringido, por lo que el nivel de tensiones remanentes después de la

soldadura aumenta. Esta pérdida de propiedades, a diferencia de la producida por el ciclo térmico de la misma, es la que una soldadura induce tanto en sí misma como en las demás si el desplazamiento de los elementos que une está restringido de algún modo. Además, en un cuadro de bicicleta los requisitos de alineación son muy severos al influir drásticamente en su calidad y manejabilidad. La alineación se hace después de la soldadura e incrementa las tensiones internas, pues estamos alterando el estado natural de la estructura al final de la soldadura.

Los tratamientos térmicos a los que se suelen someter los cuadros de bicicleta son dos: solubilización y endurecimiento por precipitación.

#### 4.3.4.1. *Solubilización:*

Consiste en calentar el material en torno a los 530°C durante un tiempo suficiente como para asegurarse de que la totalidad de la pieza se encuentra a esa temperatura y enfriar con rapidez en agua a una temperatura máxima de 30-35°C.

Este tratamiento es de uso obligado en los cuadros soldados que emplean aleación de la serie 6061. Una peculiaridad de estas aleaciones es que se recomienda realizar el alineamiento del cuadro después de la solubilización, puesto que le proporciona a la aleación una resistencia moderada y una buena ductilidad. Por el contrario, en las aleaciones de la serie 7000 no se realiza tratamiento de solubilización.

#### 4.3.4.2. *Endurecimiento por precipitación:*

También conocido como *envejecimiento* o *maduración*. Se realiza como operación final previa al pintado del cuadro, cuando ya se han soldado todos los componentes y se ha realizado la alineación. Es el último paso de fabricación del cuadro propiamente dicho, varía en función de las características propias de la aleación y del tipo de estado final de templado requerido. Los tratamientos T-4 y T-6 son dos ejemplos típicos de endurecimiento por precipitación empleados en la fabricación de bicicletas, los cuales pueden durar cerca de 8 horas a 175° C.

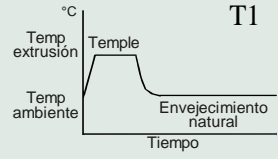


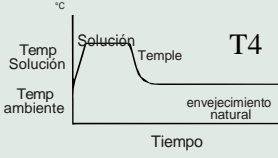
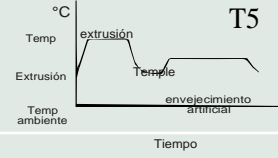
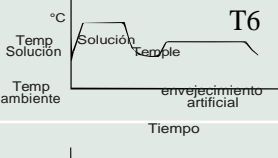
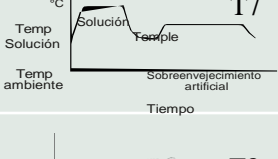
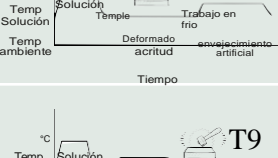
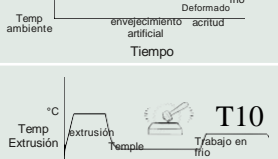

Tratamientos térmicos para el aluminio	
Tratamiento	Descripción
 <p><b>T1</b></p>	<p><b>Tratamiento de temple desde la temperatura de extrusión y maduración.</b> Significa que la pieza ha pasado por un proceso previo de extrusión a una temperatura de 600 °C, aproximadamente. Inmediatamente la barra de aluminio es extruida a dicha temperatura, se mete en un medio de agua fría o en quenchant, es decir, se realiza un proceso de temple (-W). Luego la barra de aluminio es expuesta a maduración natural o envejecimiento por un periodo de 96 horas, tiempo en el cual la pieza adquiere su máxima dureza y queda designada mediante la condición T1. El tipo de tratamiento T1 se utiliza comúnmente en las aleaciones de la serie 2xxx, para la fabricación de vigas estructurales para aeronaves, enfriadores y en circuitos de avión.</p> <p><b>Aplicaciones:</b> utilizado en tuberías extruidas de aluminio 6061-T1 que necesiten fuertes deformaciones. Muy utilizado en piezas decorativas y que requieren resistencia a la corrosión.</p>
 <p><b>T2</b></p>	<p><b>Tratamiento de temple desde la temperatura de extrusión y maduración natural.</b> Se realiza el mismo proceso de extrusión anterior y se temple en agua o en quenchant. Posteriormente, se le aplica a la barra de aluminio un proceso de deformación en frío también conocido como acritud (a través de rodillos por ejemplo.), con el fin de reducir su diámetro. Luego la pieza es dejada al aire para que envejezca y aumente su dureza. A medida que pasa el tiempo, la dureza aumenta progresivamente.</p>
 <p><b>T3</b></p>	<p><b>Tratamiento térmico de solución, temple, acritud y maduración natural.</b> Generalmente, las piezas de aluminio en condición T3 pertenecen a la serie 2xxx. El proceso consiste en que el material ya no es extruido, sino que se encuentra en condición de recocido (-O), luego se realiza el mecanizado, es decir se da la forma a la pieza y posteriormente se envía a tratamiento térmico de solución a temperatura de 495 °C. Posteriormente, se lleva a cabo el temple en un medio de agua o quenchant y luego el proceso de acritud para reducir su área. Una vez realizados estos procesos, la pieza es sometida a maduración natural para que adquiera la dureza máxima.</p> <p><b>Aplicaciones:</b> 2024-T3 es la condición de mayor resistencia mecánica y resistencia a la fatiga de esta aleación, utilizado en fuselajes de aeronaves y piezas varias.</p>
 <p><b>T4</b></p>	<p><b>Tratamiento de solución, temple y maduración natural.</b> El tratamiento térmico T4 es similar al T3, con la diferencia de que dentro de sus etapas, no se lleva a cabo el proceso de acritud o deformación en frío. Es decir, después de que la pieza sea sometida a disolución y temple, se deja a temperatura ambiente para que adquiera su dureza final. Es importante aclarar, dadas las confusiones que se presentan con este tipo de tratamiento, que cuando la empresa realiza al material un proceso T4 siempre va a entregar la pieza en estado de temple (w), pues la condición T4 únicamente se obtiene después de que la pieza haya atravesado por el proceso de maduración o envejecimiento natural (exposición al medio ambiente por 96 horas).</p> <p><b>Aplicaciones:</b> 2024-T4 piezas aeronáuticas varias.</p>
 <p><b>T5</b></p>	<p><b>Tratamiento desde temperatura de extrusión y maduración artificial.</b> Este tipo de tratamiento requiere extrusión y posterior temple. Después, y a diferencia del T1, requiere de maduración artificial por medio de un horno a una temperatura aproximada de 120 °C (la temperatura exacta depende de cada aleación) durante el tiempo necesario para que adquiera dureza.</p> <p><b>Aplicaciones:</b> 6063-T5 aplicaciones en marcos de puertas, piezas arquitectónicas.</p>
 <p><b>T6</b></p>	<p><b>Tratamiento de solución, temple y maduración artificial.</b> Requiere de un proceso de disolución, temple y maduración artificial. Este tratamiento se realiza a piezas aeronáuticas que trabajan en condiciones de compresión y no están a tracción.</p> <p><b>Aplicaciones:</b> aluminio 7075-T6 utilizado para moldes y piezas aeroespaciales que estén bajo esfuerzos a compresión.</p>
 <p><b>T7</b></p>	<p><b>Tratamiento térmico de solución, temple y sobre-maduración estabilizado:</b> Requiere de los mismos procesos de disolución y temple del T3 y T4, la diferencia consiste en que en ese tipo de tratamiento se le debe aplicar a la pieza un sobre-envejecimiento. Dicho proceso se realiza volviendo a envejecer el material a una temperatura de 175 °C.</p> <p><b>Aplicaciones:</b> piezas aeronáuticas que no requieren elevada resistencia pero sí es crítica la fragilidad, ejemplo 7075-T7.</p>
 <p><b>T8</b></p>	<p><b>Tratamiento de solución, temple acritud y maduración artificial.</b> Requiere los mismos procesos de disolución, temple, acritud, pero a diferencia del T3, se realiza una maduración artificial (en horno) para adquirir la dureza máxima en el material.</p> <p><b>Aplicaciones:</b> aluminio 2011-T8 se utiliza en piezas para relojería, partes de cámaras, partes de televisores, entre otros</p>
 <p><b>T9</b></p>	<p><b>Tratamiento de solución, temple maduración artificial y acritud.</b> Es el mismo tratamiento del T8, pero el proceso de deformación en frío o acritud se realiza después de la maduración o endurecimiento artificial. Estos cambios, aunque hipotéticamente deberían ser similares, generan cambios en la resistencia de la tensión del material.</p> <p><b>Aplicaciones:</b> aluminio 6262-T9 utilizado en partes para válvulas, piezas decorativas, accesorios para tubería de aceite, entre otros.</p>
 <p><b>T10</b></p>	<p><b>Tratamiento de temple desde temperatura de extrusión, acritud y maduración artificial.</b> Es similar el tratamiento T2, la diferencia consiste en que se realiza maduración artificial</p> <p><b>Aplicaciones:</b> aluminio 6061-T10 utilizado en mástiles de antenas de comunicación, como en piezas para bicicletas.</p>

Tabla 4.1: Tratamientos térmicos para el aluminio.

#### 4.4. Carbono

Uno de los mayores avances en lo que a materiales se refiere podemos observarlo en la fibra de carbono, produciendo una revolución en la industria de la bicicleta tal que las investigaciones y desarrollos de otros materiales casi han cesado por completo. Se trata de un material compuesto cuyos inicios se localizan en la industria aeroespacial, pero que gracias a la generalización de las industrias de producción de componentes en dicho material y al abaratamiento de los costes se ha ido introduciendo exponencialmente en sectores como la automoción o el de la bicicleta.

El carbono como elemento se debe extraer del diamante o del grafito y, una vez procesado, se conforma telas cuyas fibras irán convenientemente trenzadas como las que aparecen en la Figura 4.6.



*Figura 4.6: Telas de fibra de carbono.*

A diferencia de los metales, la fibra de carbono se puede fabricar bajo especificaciones muy concretas. No existe una configuración fija por lo que cada fabricante utiliza unos parámetros diferentes; esto es posible gracias a que, durante la conformación del tejido que dará como resultado la pieza final, se van apilando distinto número de estratos o capas en diferentes direcciones y unidas mediante resinas, consiguiendo así una resistencia multidireccional. Las telas a  $0^\circ$  y  $90^\circ$  se deben disponer en dirección longitudinal al esfuerzo, mientras que las de  $45^\circ$  y  $135^\circ$  se usan para proteger a las anteriores frente a golpes y optimizar la tolerancia al daño, así como para evitar que la pieza se deforme en el proceso de curado.

En zonas donde las sollicitaciones son mayores y por tanto mayor posibilidad de fallo, como pueden ser la caja de pedalier, la pipa de dirección o las inserciones de vainas y tirantes, es habitual disponer un mayor número de telas para reforzar la zona. Esta práctica se asemeja al proceso de conificado en los cuadros fabricados con tuberías metálicas.

#### 4.4.1. Módulo del carbono

Existen a groso modo 2 tipos de fibra de carbono: las de alto módulo (HM) y las de alta resistencia (HR). Las primeras se caracterizan por su elasticidad y las otras por su gran resistencia a la rotura, pero con menor coeficiente de elasticidad. Partiendo de esta base cada fibra es más o menos densa en cuanto a filamentos: 1.000, 3.000, 6.000 ó 12.000.

En los cuadros se suelen utilizar las fibras de módulo de elasticidad más alto y en fabricación de horquillas se mezclan pequeñas cantidades de 3.000 y 6.000 y más de 12.000. El número de fibras utilizadas se plasma en el etiquetado con los términos 3K (para 3.000 filamentos), 6K, 12K etc.

#### 4.4.2. Ventajas e inconvenientes del carbono

La relación peso-resistencia que ofrece el carbono es sin duda la mejor que podemos encontrar hoy en día en la industria del ciclismo, con un 60% menos de peso que el acero y un 35% más resistente que el Cromoly, mejor resistencia a la fatiga y a la rotura (3 veces mayor que el acero) y una menor vulnerabilidad a los elementos externos que otros materiales. También posee una fabulosa capacidad de amortiguación sin verse perjudicada su rigidez.

Como es de imaginar el precio es una de las desventajas de la fibra de carbono que, en comparación con el acero, llega a ser de cinco a diez veces más caro. Otra desventaja es la direccionalidad de sus propiedades, es decir, en función de cómo dispongamos la orientación de las fibras la tela será más o menos resistente, siendo más efectiva frente a sollicitaciones perpendiculares a la dirección de los filamentos.

## 5. FENÓMENO DE FATIGA

El fenómeno de fatiga aparece en aquellos elementos mecánicos que se encuentran sometidos a cargas variables, es decir, aquellas cuya magnitud, dirección o punto de aplicación varía con el tiempo.

Las principales características de este fenómeno son la rotura repentina del elemento sin deformación previa y que la aparición de esta rotura se produce incluso con cargas aplicadas muy inferiores a la resistencia del material un cierto tiempo después de la puesta en servicio del mismo. Este hecho lo convierte en algo más peligroso que el fallo estático sobre todo en materiales dúctiles, puesto que en estos la rotura se alcanza una vez superada la fluencia del material y existiendo una deformación permanente que nos avisa de su vertiginosa rotura.

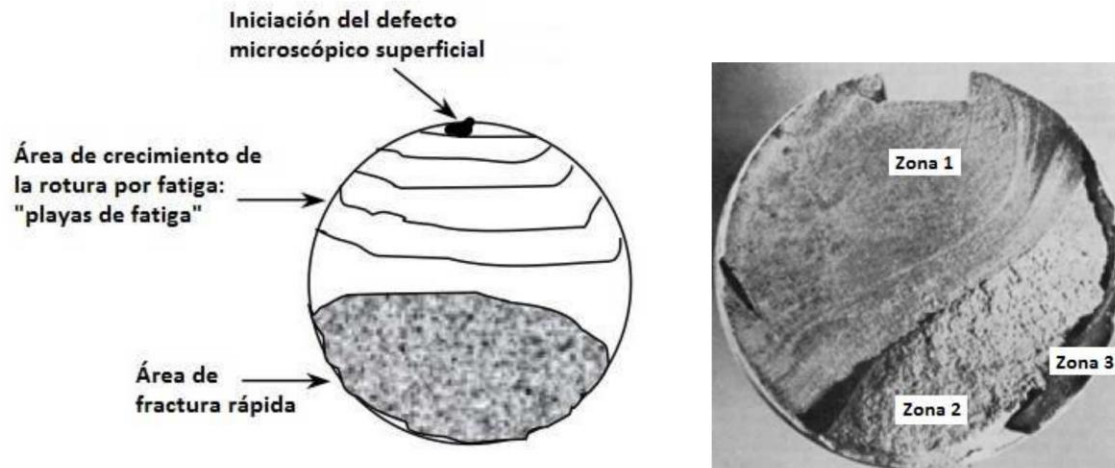
Estadísticamente se ha comprobado que el número de piezas que fallan por fatiga es mucho mayor que aquellas que colapsan bajo cargas estáticas, de ahí la importancia de tener en cuenta este fenómeno en el diseño de elementos de máquinas puesto que las técnicas de diseño seguro frente a cargas estáticas conducen a soluciones inseguras.

### 5.1. Características de la rotura por fatiga

Es evidente que el origen de la rotura es un punto de concentración de tensiones en la superficie de rotura.

La apariencia de la superficie de fractura por fatiga de un elemento muchas veces aporta información sobre las condiciones de trabajo a las que ha estado sometido así como de la propia rotura. Examinándola se suelen distinguir varias partes más o menos diferenciadas. La Figura 5.1 ilustra un ejemplo clásico de rotura por fatiga de un eje.





*Figura 5.1: Zonas diferenciadas en fractura de un eje por fatiga.*

Si observamos detalladamente dicha figura se pueden apreciar tres zonas diferenciadas:

- Zona 1: es la zona que abarca la mayor parte de la sección, tiene un aspecto liso conoidal y representa estados de propagación de la grieta inicial, cuyo origen es el borde anguloso de la chaveta, el cual supone un ejemplo claro de punto concentrador de tensiones. Dicha grieta inicial se propaga lentamente de forma asimétrica y preferentemente en dirección opuesta a la de rotación del eje. La mayor o menor nitidez con las que se aprecian las líneas de propagación dependen estrechamente de la naturaleza del material del elemento.
- Zona 2: esta zona corresponde al crecimiento rápido de la grieta. Cubre casi el resto de la sección del eje y vemos que presenta un aspecto rugoso muy característico.
- Zona 3: en esta última zona es donde se produce la fractura final. El tamaño de esta sección indica las cargas a las que estaba sometido el eje y su aspecto indica las características del material; si la rotura tiene un aspecto cristalino el material es frágil, mientras que si su aspecto es fibroso el material es dúctil.



## 5.2. Diagramas S-N

Los llamados diagramas S-N, inicialmente propuestos por Wöhler, son una de las herramientas más sencillas para la caracterización de la resistencia a fatiga de un material.

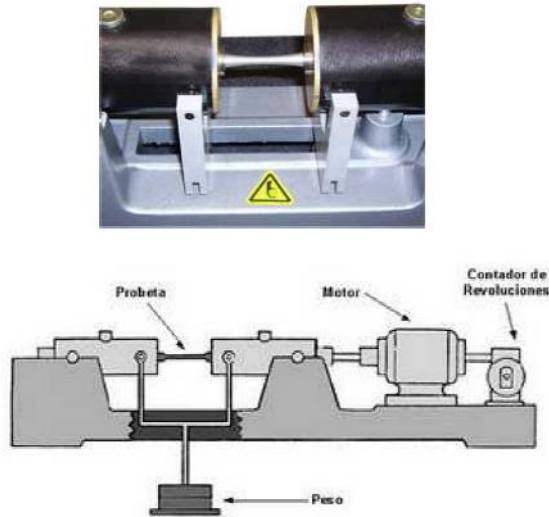


Figura 5.2: Esquema de ensayo de viga rotatoria

Dichos diagramas se obtienen a partir de un ensayo conocido como ensayo de viga rotatoria, en el cual se sometía a una probeta de sección circular normalizada a un esfuerzo de flexión fijo y se ponía a girar (Figura 5.2. Así, realizando este ensayo numerosas veces (mínimo 8 ensayos) modificando el esfuerzo flector se obtenía el número de ciclos que dura la probeta y pudiendo obtener el diagrama de fatiga, el cual se representa de forma logarítmica y que en definitiva representa la resistencia a fatiga de un material para cada duración.

Si nos fijamos en la Figura 5.3, podemos observar que existe un valor de tensión por debajo de la cual la duración de la probeta es infinita, o lo que es lo mismo, no rompe.

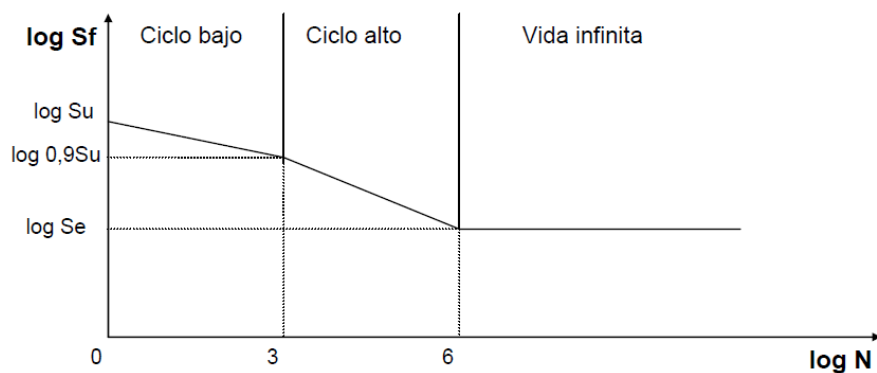


Figura 5.3: Diagrama S-N típico de aceros.

La tensión a la que se produce este fenómeno se conoce como límite de fatiga sin corregir ( $S_e'$ ). De igual modo, si nos fijamos en el eje de abscisas observamos que existe una duración de la probeta por encima de la cual ésta no romperá; para los aceros se sitúa aproximadamente entre los  $10^6$  y los  $10^8$  ciclos.

Si ahora nos fijamos en la región de vida finita observamos que existen dos tendencias de comportamiento diferenciadas. En la primera de ellas, denominada zona de fatiga de ciclo bajo y situada entre 1 y  $10^3$  ciclos, se produce una reducción muy tenue del valor de tensión de rotura; la probeta se comporta de forma muy similar a como lo haría frente a cargas estáticas pero apareciendo una leve disminución de su resistencia. En la segunda, denominada zona de fatiga de ciclo alto y comprendida entre  $10^3$  y  $10^6$  ciclos, aparece una reducción mucho más violenta con la duración a la vez que la probeta se comporta de manera perceptiblemente distinta a como lo hace frente a sollicitaciones estáticas.

Un aspecto importante a puntualizar es que, por norma general, la asíntota horizontal que vemos en este diagrama suele presentar una ligera pendiente negativa para metales no ferrosos así como para sus aleaciones. Este hecho, como podemos ver en la Figura 5.4, denota que estos materiales no presentan límite de fatiga y la rotura por tanto se producirá independientemente de la magnitud de la tensión máxima aplicada.



*Figura 5.4: Diagrama S-N de un aluminio frágil.*

### 5.3. Factores modificativos del límite de fatiga

El valor obtenido del límite de fatiga para el ensayo de viga rotatoria evidentemente es válido solo para las condiciones normalizadas precisas que indica el protocolo del ensayo, por lo que para adecuarlo a las características del elemento mecánico a estudiar es imperativo corregir este valor según una serie de coeficientes, los denominados factores modificativos del límite de fatiga. Tras la aplicación de dichos factores se obtiene el denominado límite de fatiga corregido ( $S_e$ ), el cual podemos definir como el valor de la tensión alternante máxima que permite conseguir una vida infinita del mismo en las condiciones de funcionamiento.

Este nuevo límite de fatiga se obtiene por tanto a partir del anterior límite sin corregir y de dichos factores por medio de la ecuación de Marin:

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S_e' \quad (5.1)$$

Los coeficientes que aparecen en la expresión anterior están asociados a cada uno de los fenómenos que influyen en la fatiga del elemento. Se determinan de forma experimental o por medio de fórmulas y todos ellos son menores que la unidad, por lo que podemos afirmar que el límite de fatiga corregido será siempre menor que el límite de fatiga obtenido en el ensayo de viga rotatoria para un mismo material.

A continuación se detallan dichos factores:

- a) Factor de acabado superficial ( $K_a$ )
- b) Factor de tamaño ( $K_b$ )
- c) Factor de confiabilidad ( $K_c$ )
- d) Factor de temperatura ( $K_d$ )
- e) Factor de concentración de tensiones ( $K_e$ )
- f) Factor de efectos diversos ( $K_f$ )

a) Factor de acabado superficial ( $K_a$ )

Es sabido que la fatiga se inicia desde la superficie de la pieza partiendo de defectos de la misma, los cuales generan micro grietas bajo solicitaciones fluctuantes. Es por tanto lógico suponer que las piezas con peor acabado superficial presentarán menor límite de fatiga.

Puesto que las probetas de laboratorio están pulidas y que reciben un pulimento final fino en dirección axial con el fin de eliminar cualquier ralladura circunferencial, la aplicación de este factor corrector es de vital importancia.

El valor de  $K_a$  depende de la calidad del acabado superficial y de la resistencia última del material a través de la expresión:

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b \quad (5.2)$$

Donde  $a$  y  $b$  se obtienen de la Tabla 5.1:

Acabado superficial	Coefficiente $a$ (MPa)	Exponente $b$
Pulido	1	0
Acabado fino (esmerilado, rectificado, )	1.58	-0.085
Mecanizado sin acabar/estirado en frío	4.51	-0.265
Laminado en caliente	57.7	-0.718
Forjado	272	-0.995

Tabla 5.1: Coeficientes  $a$  y  $b$  para  $K_a$

En la Figura 5.5 se puede apreciar la tendencia de  $K_a$  para el acero en función de dichos coeficientes:

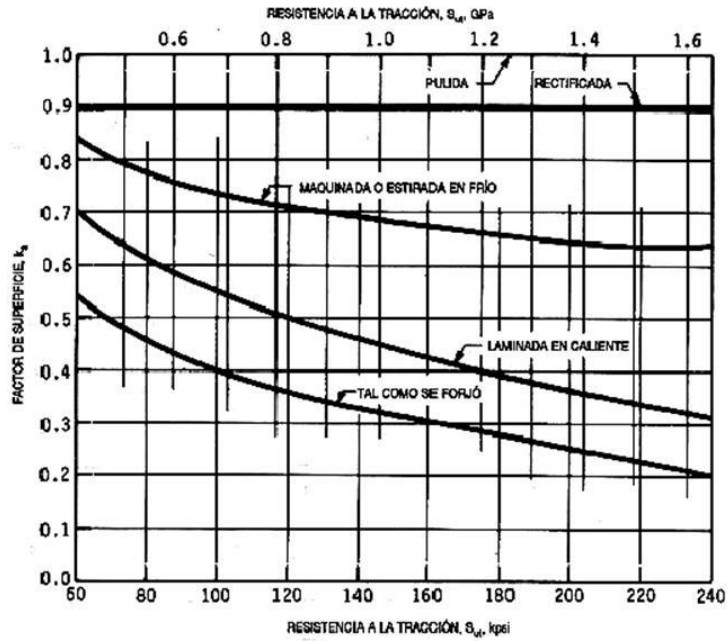


Figura 5.5:  $K_a$  del acero según acabado superficial y resistencia  $S_{ut}$

#### b) Factor de tamaño ( $K_b$ )

La sección de la probeta empleada en el ensayo de viga rotatoria es circular y posee unas dimensiones de 7,5 y 12,5 mm de diámetro; no obstante, nuestra pieza puede presentar medidas distintas a éstas, existiendo la tendencia general de que cuanto mayor es el diámetro menor es el límite de fatiga.

Este efecto se atribuya al mayor volumen del material sometido a esfuerzo y a la mayor probabilidad de encontrar en el mismo defectos que constituyan inicios potenciales de fallos por fatiga como grietas, inclusiones discontinuidades, etc.

La forma de evaluar este coeficiente, para el caso de flexión y torsión, es por medio de la ecuación:

$$K_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,1133} \quad 2,79 \leq d \leq 51 \quad d \text{ en mm} \quad (5.3)$$

$$K_b = 1,189 \cdot d^{-0,097} \quad 52 \leq d \leq 250 \quad d \text{ en mm} \quad (5.4)$$

Para el caso de carga de axial el valor de  $K_b$  es 1, puesto que se ha comprobado que en este caso el tamaño no influye en el límite de fatiga.

En el supuesto de que el elemento no presente sección circular se debe calcular el diámetro efectivo, el cual se determina a partir del área del 95% del esfuerzo ( $A_{0,95}$ ) y que se define como el área limitada por los puntos de la sección que en algún momento están sometidos a una tensión mayor o igual que el 95% del máximo absoluto.

Para el caso de una pieza rectangular tenemos que:

$$A_{0,95} = 0,05 \cdot h \cdot b \quad (5.5)$$

Teniendo en cuenta que el  $A_{0,95}$  de una sección circular de diámetro  $d_e$  sometida a flexión rotatoria viene dada por:

$$A_{0,95} = \frac{\pi}{4} [d_e^2 - (0,95 \cdot d_e)^2] = 0,0766 \cdot d_e^2 \quad (5.6)$$

E igualando las dos expresiones obtenemos el diámetro efectivo:

$$d_e = \sqrt{\frac{0,05}{0,076} \cdot h \cdot b} = 0,808 \sqrt{h \cdot b} \quad (5.7)$$

### c) Factor de confiabilidad ( $K_c$ )

Este factor permite de forma analítica, y utilizando la Tabla 5.2, diseñar un elemento mecánico sometido a cargas de fatiga de manera que tenga una vida deseada con una determinada confiabilidad gracias al comportamiento estadístico de los ensayos y presentando una distribución de tipo normal del análisis de resistencias y esfuerzos.

Confiabilidad	Factor de confiabilidad $K_c$
0.5	1
0.9	0.897
0.95	0.868
0.99	0.814
0.999	0.753
0.9999	0.702
0.99999	0.659
0.999999	0.620
0.9999999	0.584
0.99999999	0.551
0.999999999	0.520

Tabla 5.2: Valores de  $K_c$  para diferentes confiabilidades.

#### d) Factor de temperatura ( $K_d$ )

Las propiedades mecánicas de un material, su límite elástico, resistencia a la tracción y de fatiga varían en función de la temperatura, por lo que el efecto de ésta debe tenerse en cuenta en el estudio.

La determinación de este coeficiente no es fácil de determinar, por lo que se recomienda la realización de pruebas en laboratorio para su correcta obtención. No obstante, a modo indicativo se pueden utilizar los valores estimados en la Tabla 5.3:

Temperatura	Factor de temperatura
$T \leq 450^\circ\text{C}$	$K_d = 1$
$450^\circ\text{C} \leq T \leq 550^\circ\text{C}$	$K_d = 1 - 5,8 \cdot 10^{-3} \cdot (T - 450)$

Tabla 5.3: Valores de  $K_d$ .



e) Factor de concentración de tensiones ( $K_e$ )

Multitud de componentes mecánicos presentan puntos de concentración de tensiones como agujeros, ranuras, chavetas o muescas. Es en estos puntos donde normalmente se inicia la grieta producida por fatiga, por lo que son puntos especialmente críticos.

Estas particularidades se tienen en cuenta con el factor de concentración de tensiones, el cual se define con la ecuación (5.8):

$$K_e = \frac{1}{R_f} \quad (5.8)$$

Donde  $R_f$  es el factor de reducción de la resistencia en caso de fatiga y se obtiene como el cociente del límite de fatiga de las probetas sin discontinuidad y el límite de fatiga de las probetas con discontinuidad. Asimismo puede despejarse de la siguiente ecuación:

$$q = \frac{R_f - 1}{K_t - 1} \quad (5.9)$$

El factor de sensibilidad de las ranuras ( $q$ ) depende del material y sus valores se encuentran tabulados o representados en gráficas como la de la Figura 5.6.

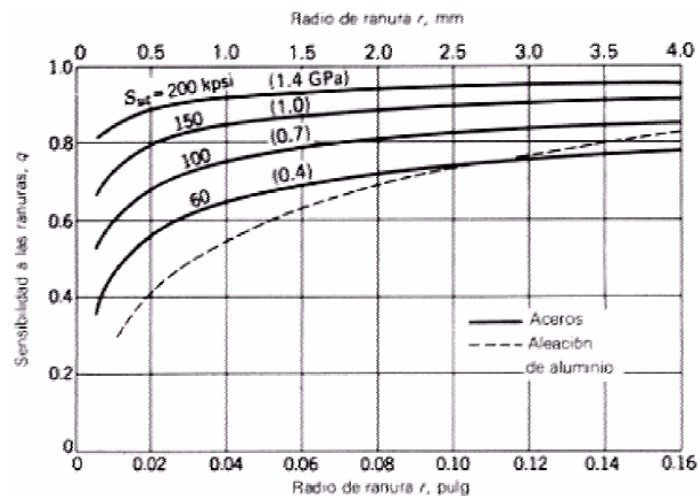


Figura 5.6: Factor de sensibilidad a las ranuras.

$K_t$  es un valor de concentraciones teórico, cociente de la tensión local en el punto a considerar y la tensión nominal. Para un elevado número de materiales y de geometrías el valor de este coeficiente puede obtenerse a partir de gráficas como la de la Figura 5.7:

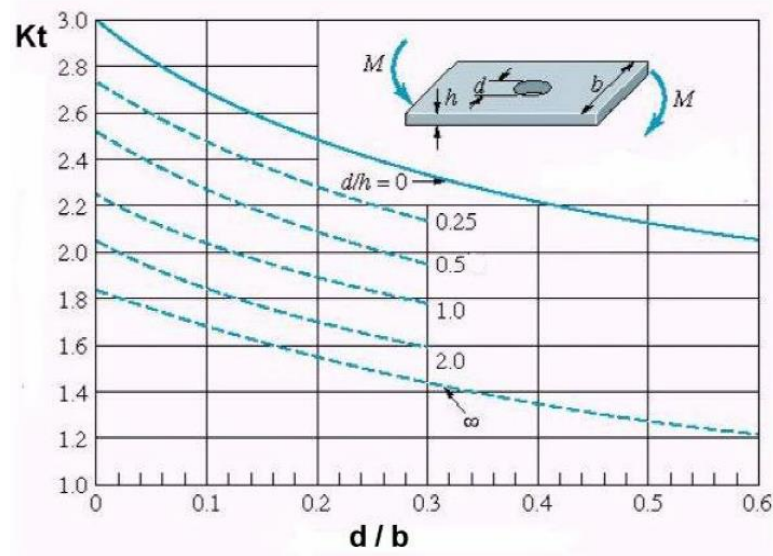


Figura 5.7: Ejemplo de factor  $K_t$ .

f) Factor de efectos diversos ( $K_f$ )

Este factor, el cual se debe determinar experimentalmente, recoge los efectos producidos por todas aquellas características no contempladas anteriormente y que pueden influir en el comportamiento a fatiga de la pieza. Algunas de esas características a tener en cuenta en la determinación de  $K_f$  son:

- *Tensiones residuales:*

Son esfuerzos que permanecen en el material en ausencia de carga, y pueden aumentar el límite de fatiga cuando son compresivos o disminuirlo cuando son tractivos. Hay operaciones como el bombardeo con perdigones o el martillado que mejoran el límite de fatiga del componente al introducir tensiones residuales de compresión

- *Características direccionales operacionales:*

El límite de fatiga de piezas fabricadas por estirado, laminado o forja, puede verse afectado por la direccionalidad de la operación, que hace que el material se comporte de forma anisótropa. Así, la resistencia a la fatiga en dirección transversal puede llegar a ser un 10-20% inferior que en dirección longitudinal.

- *Efectos del temple superficial:*

Debido a los diferentes valores de los límites de fatiga del núcleo de un elemento con temple superficial y de la capa templada, puede suceder que se sobrepase este valor en la zona de unión del temple al núcleo.

- *Efectos de corrosión:*

La corrosión disminuye la resistencia a la fatiga ya que se crean puntos de concentración de esfuerzos que favorecen la creación y posterior propagación de fisuras por proceso de fatiga.

El estudio de sus efectos es de vital importancia, ya que existen una gran cantidad de procesos en los que se ve involucrada esta forma de fatiga, sobre todo en aquellos en los que existen ambientes de trabajo agresivos, a la intemperie o bajo medios ácidos, zonas de lluvia, zonas costeras, etc.

- *Recubrimiento electrolítico:*

Los recubrimientos electrolíticos suelen producir disminución de los límites de fatiga. Por ejemplo, en los procesos de cromado, niquelado o cadmiado se puede producir una reducción del límite de fatiga de hasta el 50%. Sin embargo el galvanizado no afecta.

- *Corrosión por apriete (fretage):*

Este fenómeno se produce por el movimiento microscópico en la superficie de piezas mecánicas o estructuras estrechamente ajustadas, ya sean juntas atornilladas, cojinetes, etc. La reducción en la resistencia a fatiga puede ser de hasta el 70%, y su existencia se reconoce por la presencia de cambio de color en la superficie, picadura y eventualmente fatiga.

#### 5.4. Tensiones fluctuantes

Como se ha comentado anteriormente, el fenómeno de fatiga aparece cuando el elemento mecánico está sometido al efecto de tensiones fluctuantes (Figura 5.8), lo que obliga a estudiar este tipo de tensiones y su efecto en la pieza.

Se dice que un punto de un sólido elástico está sometido a tensión fluctuante cuando sobre él actúa una tensión que fluctúa entre  $\sigma_{max}$  y  $\sigma_{min}$ , que no son iguales y de distinto signo.

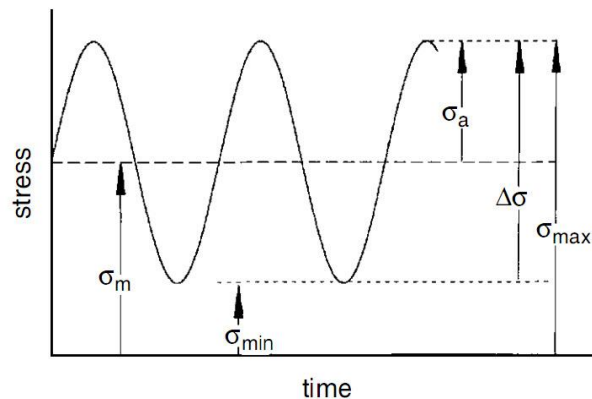


Figura 5.8: Componentes de las tensiones fluctuantes.

Donde:

$\sigma_m$ : Tensión media

$\sigma_{min}$ : Tensión mínima

$\Delta\sigma$ : Intervalo total de  
tensión

$\sigma_a$ : Tensión alternante

$\sigma_{max}$ : Tensión máxima

Verificándose las siguientes relaciones:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad \sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (5.10) \quad (5.11)$$

Según se aplique un una carga alternante pura, es decir, con tensión media nula, o una con componente media distinta de cero, el efecto producido variará. La presencia de la tensión media supone una disminución de los valores de resistencia de la pieza, por lo que la máxima carga alternante que puede soportar la pieza también disminuirá. En la Figura 5.9 vemos los distintos tipos de cargas variables que existen:

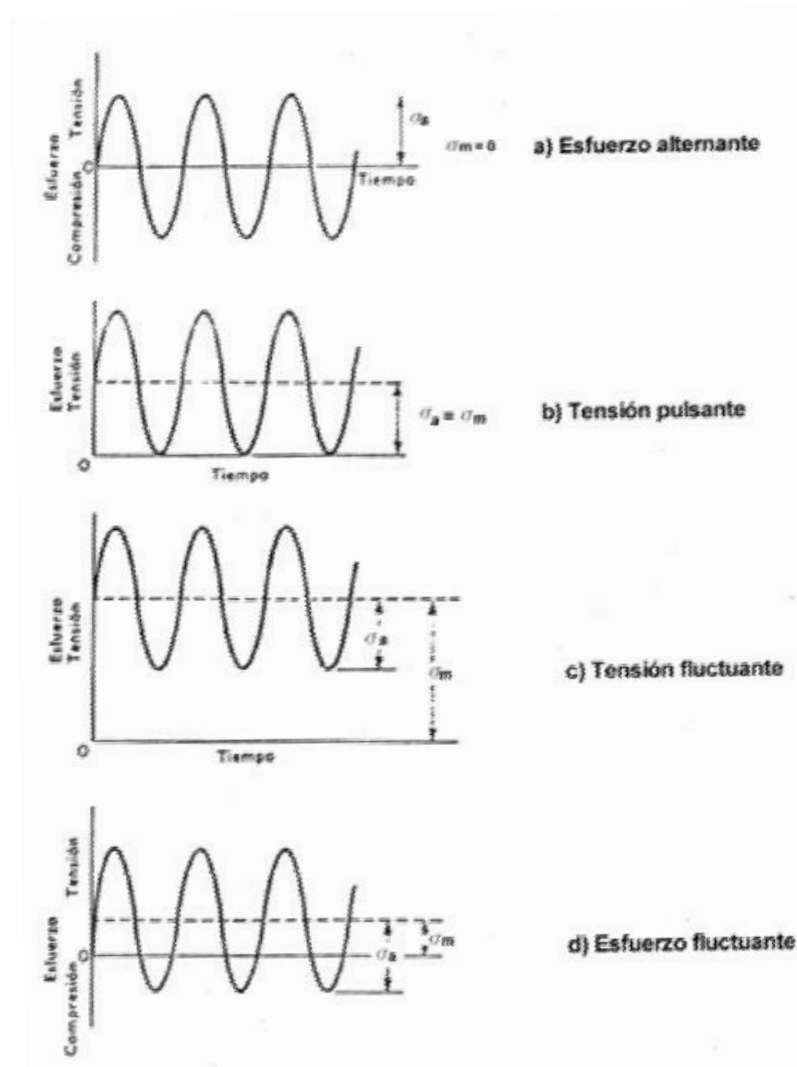


Figura 5.9: Tipos de cargas variables

El procedimiento a seguir para el estudio de este tipo de estados tensionales consiste en descomponer la carga según sus componentes media y alternante y suponer el estado tensional resultante como la superposición de un estado de carga constante (producido por la tensión media) y otro de carga alternante (es decir, con inversión completa que será producido por la tensión alternante). Se buscará una relación entre la componente alternante de tensión y la duración esperada del elemento, pero con la salvedad de que la presencia de tensión media supondrá una disminución de los valores de la resistencia respecto a los valores anteriormente obtenidos.

#### 5.4.1. Métodos de análisis con esfuerzo medio no nulo

Muchos elementos de máquinas se encuentran sometidos a esfuerzos y tensiones fluctuantes cuyo valor medio de tensión no es nulo, siendo este el caso más general.

En determinadas ocasiones no se puede contar con otra información que no sea la correspondiente a la obtenida en los ensayos de flexión rotativa ( $\sigma_m = 0$ ), y la influencia de la tensión media no nula se calcula por medio de varias relaciones empíricas que determinan el fallo en una vida determinada cuando las tensiones alternantes y medias son distintas de cero.

Las teorías más conocidas son los criterios de Goodman, Soderberg y Gerber.

##### *a) Criterio de Goodman*

Sostiene que la rotura a N ciclos se producirá cuando:

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = 1 \quad (5.12)$$

Donde:

$S_f$ : Resistencia a fatiga obtenida del diagrama S-N para N ciclos.

$S_{ut}$ : Resistencia última a tracción

Este criterio constituye una más que aceptable aproximación a la realidad y presenta la gran ventaja de expresarse mediante una relación lineal, lo que hace que sea el más utilizado en la práctica y en particular el más utilizado en los códigos de elementos finitos.

#### *b) Criterio de Soderberg*

Esta teoría también es lineal y predice que, en ausencia de tensión media, la rotura se produce cuando  $\sigma_a = S_f$ , pero que para tensión alternante nula (carga estática) y si el material es dúctil, el fallo se produce para  $\sigma_m = S_{yt}$ , siendo  $S_{yt}$  la resistencia a fluencia. Queda por tanto determinada así la condición de fallos para N ciclos:

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_{yt}} = 1 \quad (5.13)$$

En la mayoría de los casos esta teoría arroja resultados demasiado conservadores, por lo que se utiliza menos que la de Goodman.

#### *c) Criterio de Gerber*

Se trata de una teoría no lineal, y supone que la variación de  $\sigma_a$  con  $\sigma_m$  se representa mediante una parábola cuyo vértice es el punto  $(0, S_f)$ , su eje el de ordenadas y pasa por el punto  $(S_{ut}, 0)$ . Así, la condición de fallo para N ciclos se establece como:

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \left( \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1 \quad (5.14)$$

En la Figura 5.10 se pueden observar los distintos criterios así como la diferencia entre ellos.

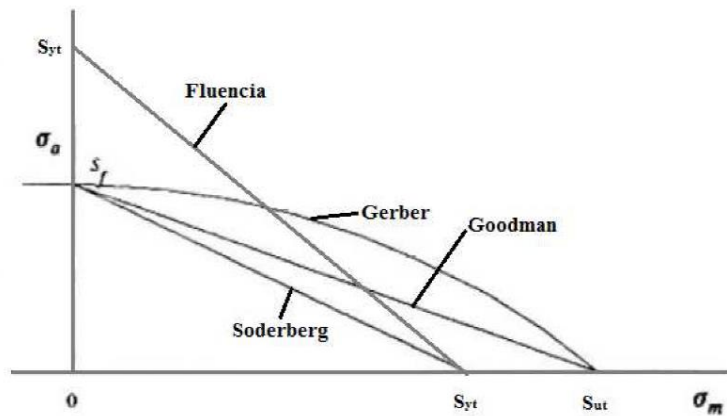


Figura 5.10: Criterios de fallo por fatiga.

Como vemos, cuando el punto representativo del estado tensional está situado por debajo de las curvas se tiene seguridad para la duración considerada. Por otro lado, si está por encima cabe esperar el fallo tras esa duración.

La ventaja del criterio de Soderberg es que su empleo garantiza la resistencia a fluencia, cosa que no ocurre con las otras dos teorías.

En el supuesto caso de tener tensión alternante nula y tensión media inferior a  $S_{ut}$  pero superior a  $S_{yt}$ , según Goodman y Gerber no se produciría la rotura y sin embargo se habría alcanzado la fluencia. La explicación de este hecho radica en que en estos casos el material rompe por fluencia y no por fatiga.

### 5.5. Daño acumulativo

En la mayoría de las ocasiones, los componentes mecánicos están sometidos a estados tensionales variables con ciclos de amplitud diversos e incluso de variación aleatoria, produciendo estos distintos efectos sobre la pieza. Es por tanto necesario establecer un patrón de análisis para poder evaluar el daño ante la presencia de secuencias como las de la Figura 5.11:



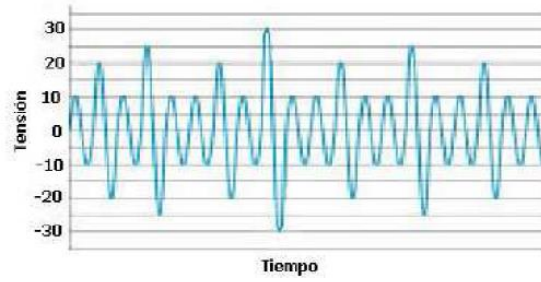


Figura 5.11: Secuencia de tensiones con diferentes efectos.

Existen diferentes métodos propuestos para poder predecir la vida a fatiga de una pieza sometida a solicitaciones de amplitud variable, siendo los más generalizados la teoría de Palmgren-Miner y la regla de Manson.

#### 5.5.1. Teoría de Palmgren-Miner

Esta teoría se basa en la suposición de que el daño que una pieza es capaz de soportar a la rotura por fatiga es independiente de las tensiones a la que esté sometida, a la par que proporcional al número de ciclos que sufre. Es decir, el daño que se produce cuando la pieza rompe después de  $N_i$  ciclos bajo una tensión  $\sigma_i$  es el mismo que se produce tras  $N_j$  ciclos bajo una tensión  $\sigma_j$ . Este daño que produce la rotura se denota por  $W$ , cumpliéndose la siguiente igualdad:

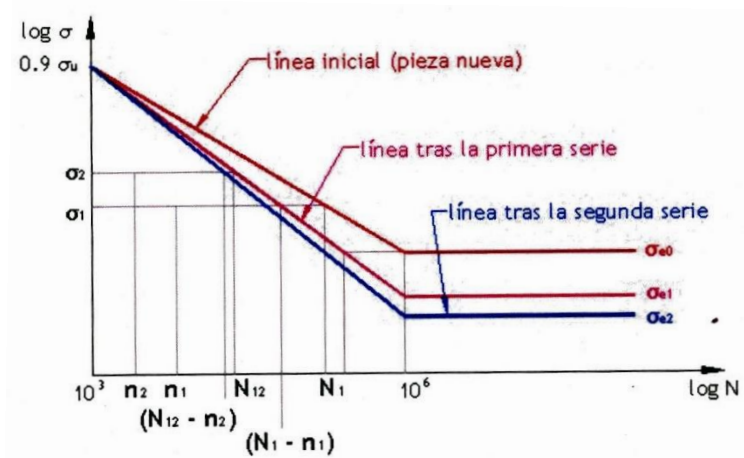
$$\frac{w_i}{W} = \frac{n_i}{N_i} \rightarrow w_i = \frac{n_i}{N_i} \cdot W \quad (5.15)$$

Esta teoría estipula que el fallo de la pieza no tiene lugar si la suma de los daños es menor que el daño  $W$ , que es el que produce la rotura.

$$W = \sum_i w_i = \sum_i \frac{n_i}{N_i} \leq 1 \quad (5.16)$$

### 5.5.2. Regla de Manson

La regla de Manson no tiene una expresión analítica tan sencilla como la de Palmgren-Miner, por lo que no es tan utilizada. Sin embargo si hacemos uso de la gráfica de la Figura 5.12 podemos entender el proceso a seguir, sabiendo que  $\sigma_1, N_1$  es cronológicamente la primera serie, que todas las curvas pasan por el mismo punto a  $10^3$  ciclos y que por tanto la resistencia última para cargas constantes no varía.



*Figura 5.12: Método de Manson*

58

La forma de entender la gráfica por tanto es la siguiente: si sometemos a la pieza a una tensión inferior al límite de fatiga para vida infinita menor que el nuevo valor calculado, ésta no afectará al elemento. Por el contrario, toda tensión mayor y aplicada un número de veces superior a  $10^6$  ciclos conllevará el fallo de la pieza.

Importante señalar que si se aplica una nueva tensión un número finito de veces debemos volver a modificar la curva que define el límite a fatiga para un número de ciclos menor que  $10^6$  y variando por tanto el nuevo límite de fatiga para vida infinita.

## 6. DISEÑO 3D

El primer inconveniente que nos encontramos a la hora de realizar el modelado 3D del cuadro es que al ser un modelo del año 2008 la información disponible sobre éste es muy escasa; no se encuentran planos ni información sobre materiales o proceso de fabricación más allá de la información puramente comercial que la marca facilita al cliente.

Frente a esta situación, y con el objeto de conseguir la mayor veracidad posible en el estudio, se recurrió a la ingeniería inversa para obtener las formas, medidas y espesores de los tubos del triángulo principal realizando las mediciones oportunas. En cuanto al basculante, se basó su diseño totalmente en fotografías reales al no disponer físicamente de las piezas que lo componen. Respecto al amortiguador, su diseño es muy preciso al haber dispuesto de planos de montaje del conjunto en los que se indican algunas cotas clave así como los distintos elementos internos que lo componen, recogido en el Anexo 4.

El software elegido para el modelado 3D es Solid Edge ST6 de Siemens, un producto CAD potente y con una interfaz sencilla e intuitiva. A pesar de la potencia del diseño en entorno síncrono del que hace gala este programa, se opta por el diseño en entorno ordenado respetando la normativa de diseño de la mayoría de empresas de este sector, abogando por la facilidad a la hora de editar las piezas y de entender el proceso de diseño.

### 6.1. Geometría

El punto de partida para empezar a diseñar una bicicleta siempre será la definición de su geometría, es decir, definir las medidas básicas del cuadro que se comentaron en el punto 3.2 Puesto que no se dispone de la bicicleta completa se recurre a catálogos del fabricante para obtener las medidas de la talla 17,5", y partiendo de estas diseñamos el esqueleto del cuadro, el cual nos servirá de referencia para posicionar las distintas piezas y tubos que lo conforman:

Display measurement as: Inches or Centimeters

Frame Size	Head Angle	Seat Angle	EFF Top Tube	Chain Stay	Bottom Bracket	Offset	Wheel Base
	A	B	C	D	E	F	G
S 15.5 in	69.0°	71.5°	55.3 cm	43.0 cm	33.5 cm	4.0 cm	105.7 cm
M 17.5 in	69.0°	71.5°	59.1 cm	43.0 cm	33.5 cm	4.0 cm	109.6 cm
M 18.5 in	69.0°	71.5°	61.0 cm	43.0 cm	33.5 cm	4.0 cm	111.5 cm
L 19.5 in	69.0°	71.5°	62.8 cm	43.0 cm	33.5 cm	4.0 cm	113.4 cm
XL 21.5 in	69.0°	71.5°	64.5 cm	43.0 cm	33.5 cm	4.0 cm	115.1 cm

Frame Size	Actual Frame Size	Trail	Stand Over	Seat Tube	Head Tube
S 15.5 in	39.4 cm	8.5 cm	71.0 cm	39.4 cm	9.0 cm
M 17.5 in	41.9 cm	8.5 cm	72.0 cm	41.9 cm	10.5 cm
M 18.5 in	44.5 cm	8.5 cm	72.7 cm	44.5 cm	11.5 cm
L 19.5 in	47.0 cm	8.5 cm	73.3 cm	47.0 cm	12.0 cm
XL 21.5 in	50.8 cm	8.5 cm	75.2 cm	50.8 cm	13.5 cm

Tabla 6.1: Medidas del cuadro a diseñar.

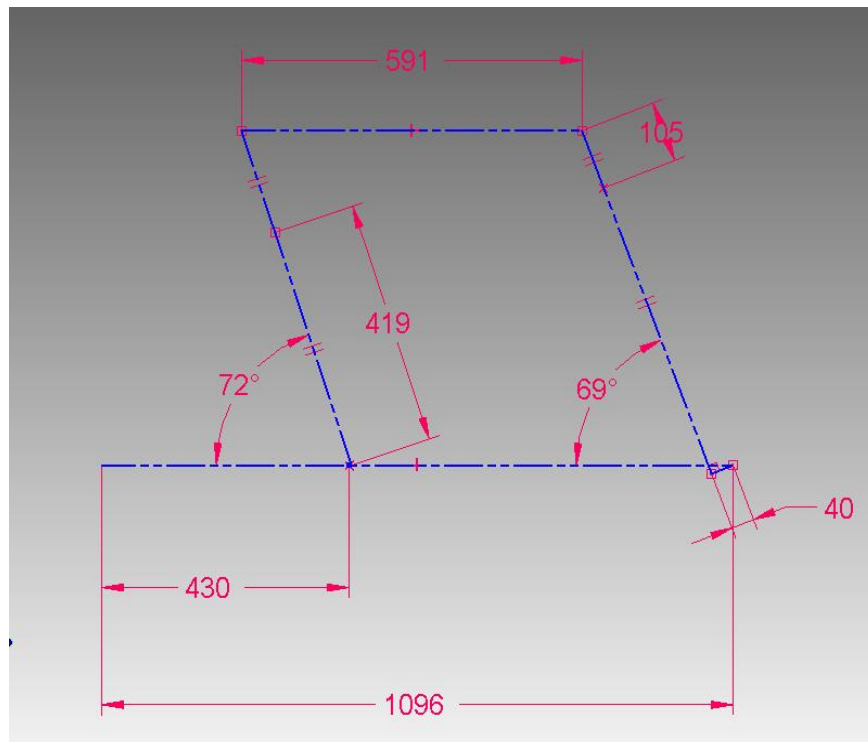


Figura 6.1: Esqueleto 2D que define la geometría del cuadro.

Seguidamente y, basándonos en dicho esqueleto, hacemos un diseño 2D de los tubos que forman el triángulo delantero del cuadro, situando el origen del sistema de coordenadas en el centro del pedalier. De esta manera disponemos de las curvas guía necesarias para realizar las protrusiones por secciones que conformarán los tubos superior y diagonal.

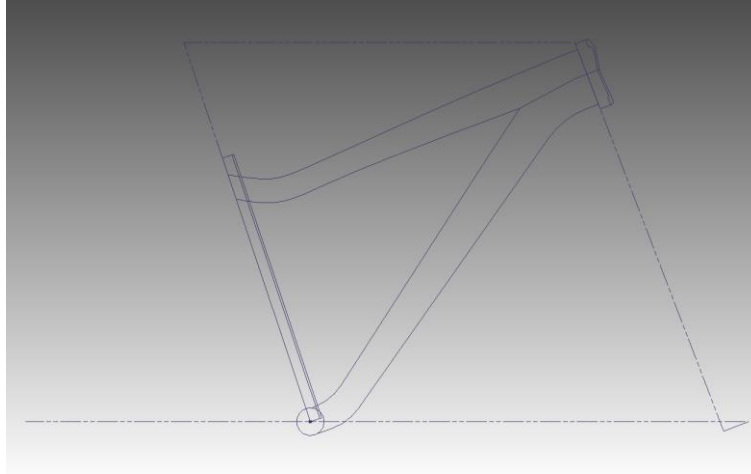


Figura 6.2: Curvas guía.

## 6.2. Triángulo delantero

Dibujamos los bocetos de las distintas secciones del tubo superior colocados en su posición:

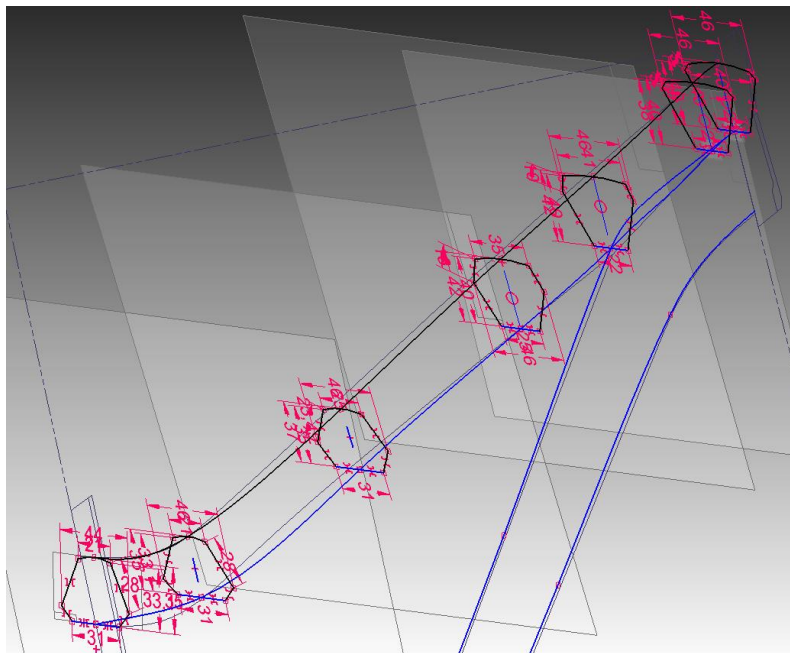
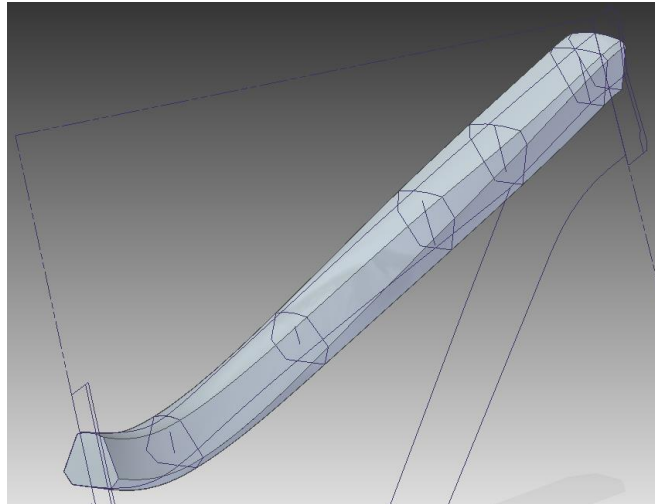


Figura 6.3: Secciones del tubo superior.

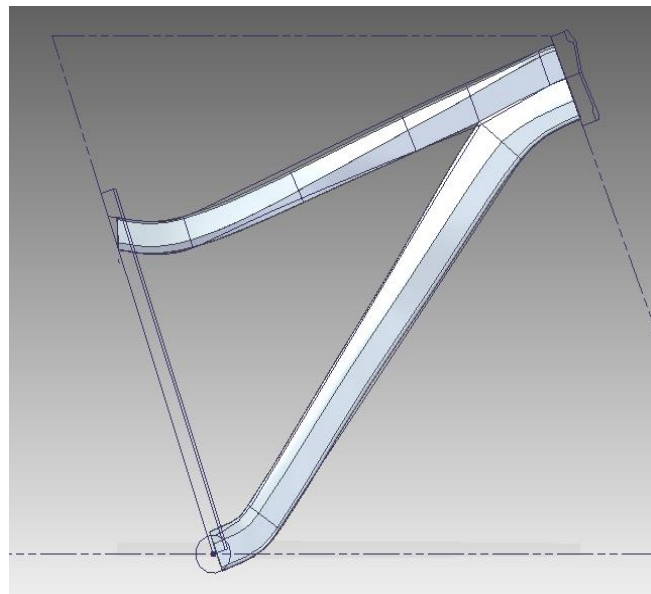
Y obtenemos el tubo superior mediante dicha protrusión:



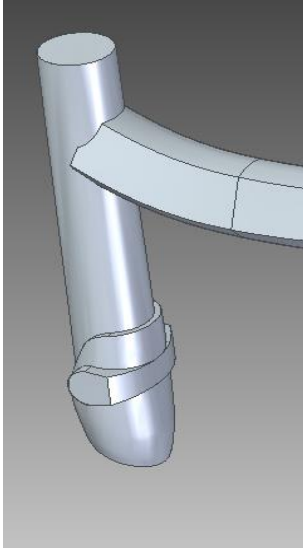
*Figura 6.4: Tubo superior.*

Nótese la peculiar forma que obtenemos con la variación de las distintas secciones, consiguiendo así el diseño de tubo que se obtiene por la técnica de hidroformado y siendo por tanto fieles al modelo original diseñado por la marca.

Procedemos de la misma manera para el tubo diagonal, con la peculiaridad de que nos vemos obligados a dividir el mismo en dos protrusiones distintas; el programa no es capaz de resolver la continuidad y forma necesaria para reproducir el modelo original, vertiendo distintos errores y geometrías que no se ciñen a la búsqueda.



*Figura 6.5: Tubo diagonal.*



El siguiente paso es realizar la parte superior del tubo de sillín mediante una protrusión por barrido, puesto que este tubo presenta una variación del diámetro de su sección conforme va descendiendo hasta el anclaje del amortiguador, zona para la que volvemos a recurrir a una protrusión por secciones y distintos vaciados dada la complejidad de su geometría.

*Figura 6.6: Parte superior del tubo de sillín.*

Otra operación que presento numerosos problemas para obtener el resultado deseado fue el vaciado de los tubos superior y diagonal. La primera opción fue recurrir a la herramienta “dar espesor” por separado en ambos tubos, pero el programa volcaba numerosos errores al no conseguir calcular la continuidad de la operación dada la complejidad de la misma.

En este punto se decidió dibujar numerosas secciones sobre las que apoyarnos para realizar un “vaciado por secciones”. Esta herramienta tampoco volcó ningún resultado coherente, por lo que la solución buscada se obtuvo recurriendo a la herramienta “eliminar región”, lo que nos permitió limpiar la interferencia que se producía entre el tubo superior y diagonal en la zona de la pipa de dirección.

Tras simplificar así la geometría pudimos esta vez sí hacer uso de la opción “dar espesor en región”, obteniendo el resultado buscado



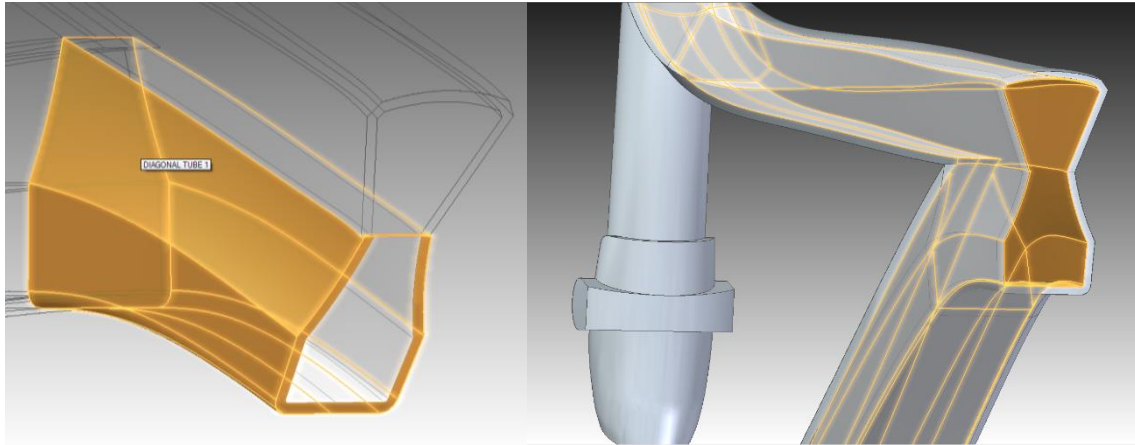


Figura 6.7: Operación "eliminar región" (izqda) y vaciado de tubos superior y diagonal (dcha).

Añadimos la caja de pedalier y la pipa de dirección, recurriendo para ésta a una protrusión por revolución y posterior vaciado por revolución. Así mismo diseñamos la parte inferior del tubo de sillín y el anclaje del pivote principal que va sobre éste, ultimando los últimos taladros y detalles que presenta triángulo delantero.

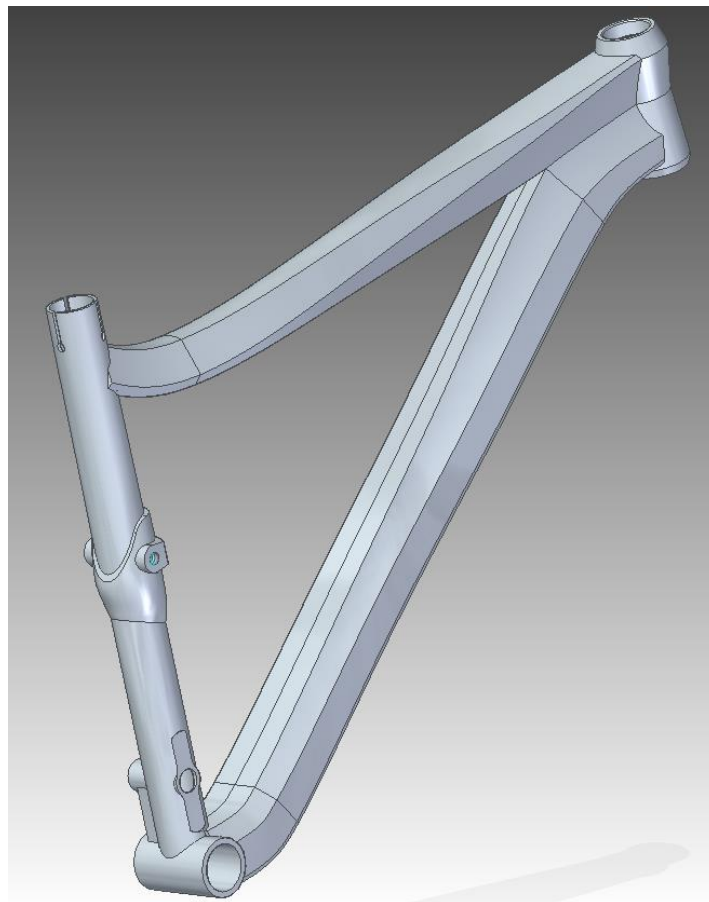
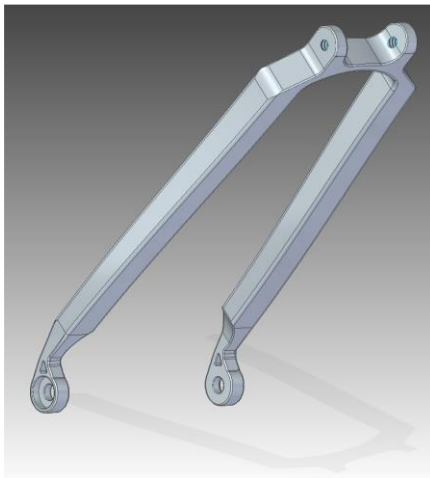


Figura 6.8: Triángulo delantero.

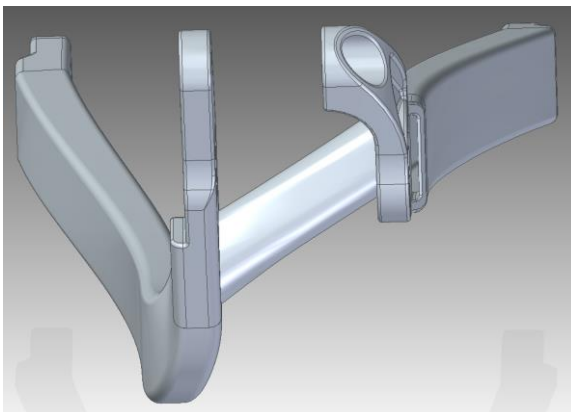
### 6.3. Basculante



*Figura 6.9: Tirantes*

El diseño de esta parte del cuadro ha sido, junto a la bieleta de suspensión, la parte más complicada del proceso. Al no disponer del modelo real para tomar medidas, nos hemos visto obligados a recurrir a fotografías reales tomadas desde distintos ángulos para basarnos en su geometría y formas, así como en distintos documentos de la marca en los que se representan en parte el despiece y tornillería de cuadros de menor antigüedad al estudiado (Anexo 0). Tomando estos datos como punto de partida podíamos saber por tanto diámetros, métricas y longitudes de los numerosos taladros que presenta el cuadro así como realizar un modelo 3D lo más fiel posible al modelo real.

Otro punto clave a destacar es el uso de la técnica denominada “diseño en contexto”. Haciendo uso del esqueleto generado en un primer momento podemos diseñar las distintas piezas que componen el basculante en su posición, lo que nos permite tomar medidas de referencia del triángulo principal, el cual recordemos, sí que está diseñado siguiendo las medidas reales del mismo.



*Figura 6.10: Vista frontal de las vainas.*

En la Figura 6.9 podemos observar los tirantes del cuadro, apreciando los anclajes de la bieleta del amortiguador y los taladros practicados en las punteras para alojar el eje pasante trasero que este modelo de bicicleta incorpora

En la Figura 6.10 y Figura 6.11 observamos el modelo 3D de las vainas. Estas forman un único conjunto soldado unidas por un puente transversal que aumenta la rigidez del mismo en la zona del pivote principal, cerca de la caja de pedalier. Mencionar también las complejas formas que presenta dicho conjunto, para las cuales se

ha recurrido a protrusiones por barrido para poder obtener la fluidez que presentan sus líneas así como conseguir la variación irregular que sufren las secciones de las vainas

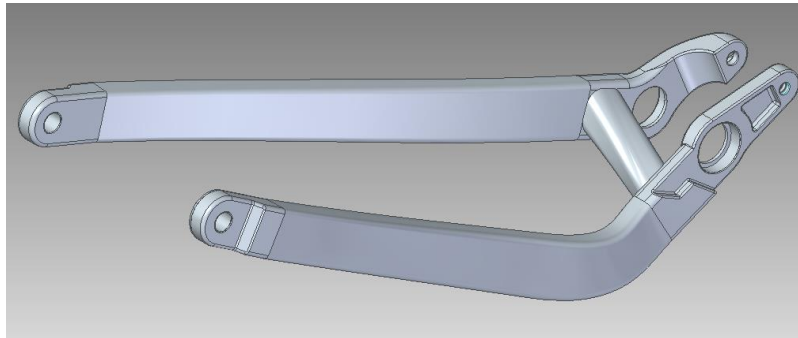


Figura 6.11: Modelo 3D de las vainas.

#### 6.4. Amortiguador



Figura 6.12: Modelo 3D del amortiguador  
FOX Float RP2

Para el diseño del amortiguador se disponía de documentos en los que, a pesar de no representar las dimensiones de las distintas piezas que lo componen, se podía observar un despiece completo del mismo así como medidas clave de éste.

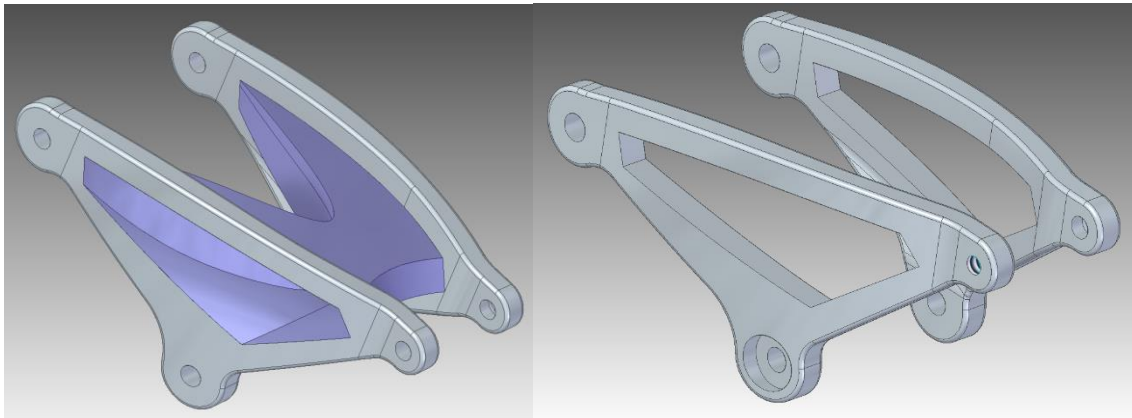
No obstante, el fabricante de la bicicleta facilitaba la carrera del amortiguador y la distancia entre ojos que el modelo de cuadro estudiado traía, por lo que juntando toda esa información se consiguió obtener un modelo 3D simplificado prácticamente idéntico externamente al modelo real; se ha prescindido de algunos componentes internos de éste, tales como las numerosas arandelas y varillas que delimitan el paso del aceite y que controlan la compresión del amortiguador, puesto que en los ensayos de resistencia del cuadro que se

presentan más adelante el amortiguador no interfiere y por tanto se ha incorporado al diseño final por cuestiones estéticas.

### 6.5. Bieleta

Sin duda la parte más tediosa a la hora de realizar el modelo 3D puesto que se trata de una pieza de aluminio mecanizada por control numérico de la que no se tenía el modelo real y su modelado se realizó apoyándonos en fotografías y medidas de la misma facilitadas por usuarios de un foro de internet (3).

El segundo inconveniente apareció al intentar modelar mediante superficies la sección central de la bieleta, la cual tras modelarla correctamente el programa no era capaz de resolver la geometría pedida al intentar integrar las superficies generadas con el resto de sólidos que conforman la pieza. Dado este punto se decidió utilizar una versión simplificada de la misma sin el refuerzo central.



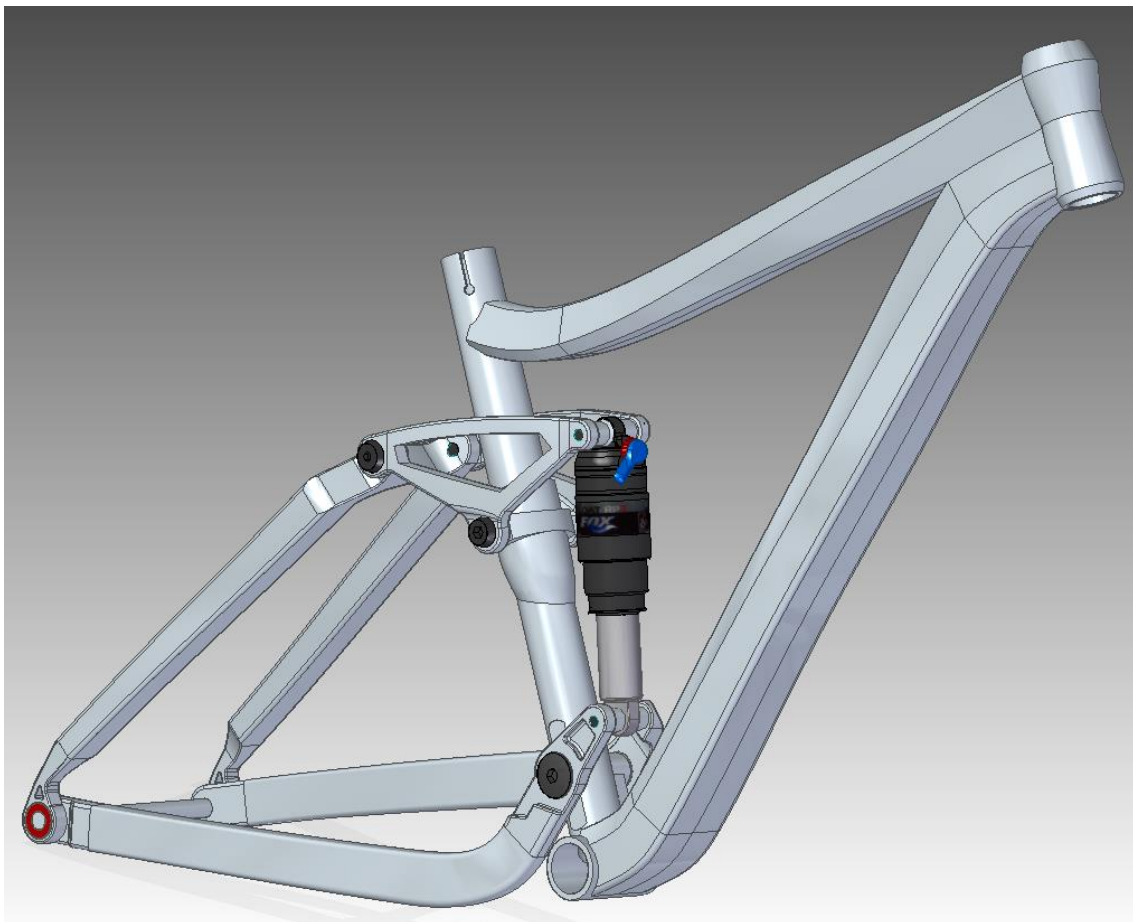
*Figura 6.13: Modelo 3D de la bieleta con zona central modelada por superficies (izqda.) y bieleta final (dcha).*

### 6.6. Cuadro completo

En las Figura 6.14 Figura 6.15 se muestra el ensamblaje completo del modelo 3D final del cuadro, en el que se han incluido los distintos rodamientos que presenta así como ejes y tornillería.



*Figura 6.14: Modelo 3D del cuadro completo.*



*Figura 6.15: Modelo 3D completo.*

## 7. SIMULACIÓN

Tras el diseño del modelo 3D del cuadro el siguiente paso es realizar distintas simulaciones por ordenador del comportamiento de este frente a distintas sollicitaciones, efectuando ensayos de carga y de fatiga. El software empleado para ello será ANSYS Workbench 15, un programa informático dedicado a la simulación ingenieril por el método de elementos finitos.

### 7.1. Método de Elementos Finitos

El método de elementos finitos, MEF, o FEM como se le conoce por sus siglas en inglés, es un método numérico empleado para la aproximación de soluciones de ecuaciones diferenciales parciales en multitud de problemas del ámbito de la ingeniería y de la física, casos que hasta no hace mucho tiempo eran prácticamente imposibles de resolver por métodos matemáticos tradicionales.

Este hecho obligaba a la realización de una extensa fase de ensayo-error prototipado, en la que los ensayos se llevaban a cabo sobre los prototipos y realizando mejoras de forma iterativa hasta encontrar una solución válida; esta metodología traía consigo un elevado coste, no solo en términos económicos, sino en tiempo empleado.

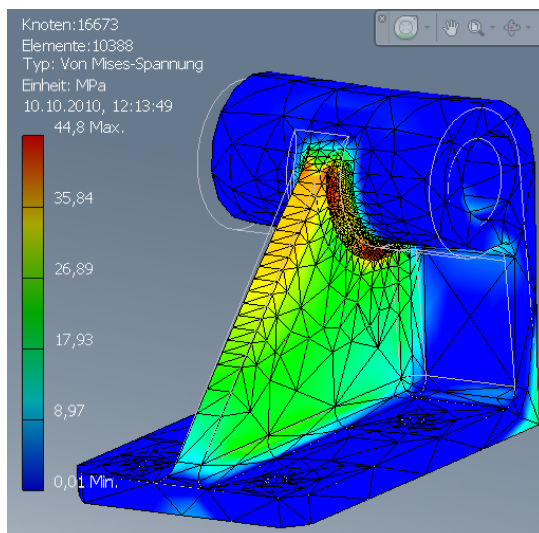


Figura 7.1: Ejemplo de pieza analizada por MEF.

Gracias al MEF somos capaces de realizar de forma más sencilla y económica un modelo matemático de cálculo del sistema a estudiar frente a la realización de un prototipo. No obstante, tenemos que tener en consideración el hecho de que este método no deja de ser una aproximación de la solución, por lo que los prototipos siguen siendo necesarios con la salvedad de que el primero de ellos podrá acercarse bastante más al diseño óptimo que si no empleásemos programas informáticos.



La principal característica que define al MEF es por tanto que transforma un problema definido en términos de ecuaciones diferenciales en otro equivalente pero en forma matricial, del cual se obtiene la solución exacta solo para un número finito de puntos, los llamados nodos. Para el resto de puntos que no son nodos, el programa informático obtiene la solución interpolando a partir de los resultados vertidos para los nodos.

Si unimos todos los nodos obtenemos una malla formada por numerosos retículos, siendo cada uno de estos un elemento finito. La importancia de la realización de un buen mallado del modelo a estudiar es vital, pues las fuerzas, flujos térmicos y en definitiva cualquier carga aplicada sobre el modelo se redistribuye sobre los nodos. Es por eso que es habitual asignar una mayor cantidad de nodos en zonas que soportan una mayor tensión o que son objeto de un estudio más exhaustivo, como pueden ser puntos débiles ya conocidos de la pieza, puntos concentradores de tensiones o distintos detalles complejos que pueda presentar. Siendo así, no es de extrañar que existan programas específicos para únicamente generar el mallado de los modelos 3D.

## 7.2. Pre-Proceso

En esta primera fase de la simulación computacional se lleva a cabo la definición del modelo; se crea a base elementos finitos un modelo de la estructura a ser analizada (en este caso se importa desde Solid Edge), para seguidamente introducir todas las variables físicas que intervienen: geometría, materiales, mallado, condiciones de contorno y cargas actuantes.

### 7.2.1. Geometría

Una de las grandes ventajas que encontramos en ANSYS Workbench 15 es la existencia de distintos *plugins* que facilitan el traspaso de información entre distintos programas CAD y éste, pudiendo abrir el modelo 3D directamente en ANSYS desde Solid Edge.

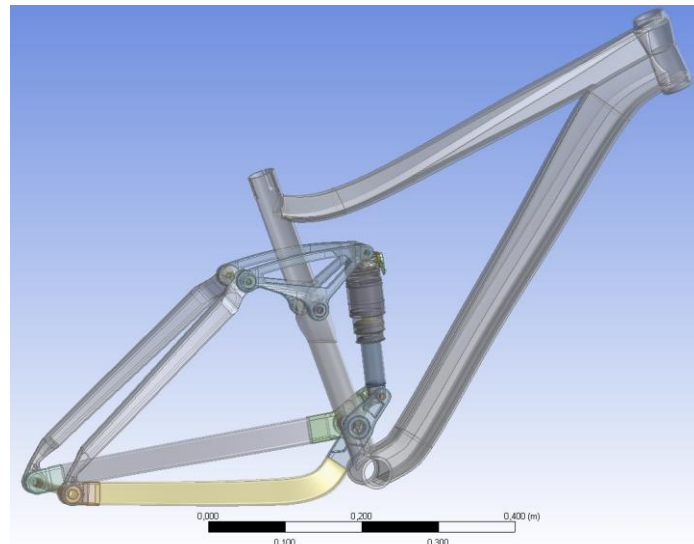


Figura 7.2: Modelo 3D importado en ANSYS.

No obstante, se suprimieron del modelo ciertas piezas como amortiguador, tornillería, etc. que no aportan al estudio información sobre la resistencia del cuadro, pudiendo realizar así un mallado más efectivo y aligerando los cálculos que el programa debe realizar. El problema de esto es que tras una primera fase de análisis, se observó que el programa volcaba resultados poco coherentes aplicando cargas remotas (simulando la distancia del manillar, del sillín y de los pedales al cuadro), por lo que se tomó la decisión de diseñar una serie de utillajes a modo de horquilla, tija, amortiguador y bielas para poder realizar un análisis más real.

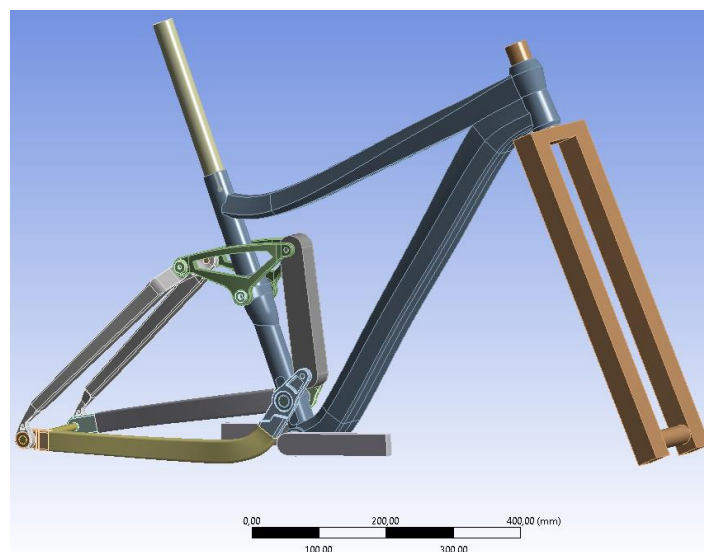


Figura 7.3: Utillaje incorporado al modelo de simulación.



### 7.2.2. Materiales

El material con el que está fabricado el cuadro, tal y como podemos ver en la ficha de la bicicleta obtenida en el sitio web del fabricante (4) y recogida en el Anexo 1 es una aleación de aluminio propia de la marca, la cual denominan *Alpha Red Aluminum* y que no deja de ser un aluminio de la serie 7000 aleado con circonio para aumentar la resistencia a costa de una menor soldabilidad.

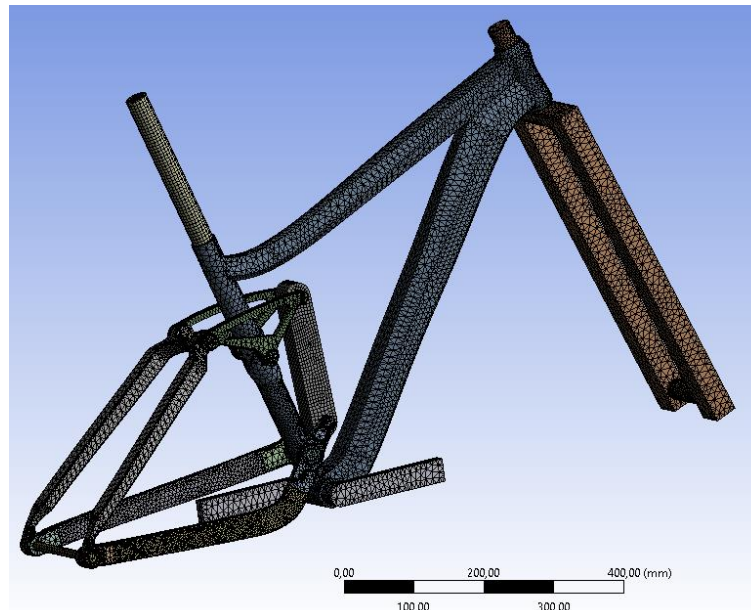
Dado que la marca no facilitó las propiedades mecánicas de dicho material se empleará la aleación AL 7005-T6 por ser la más parecida y típica en cuadros de bicicleta de alta gama, obteniendo sus características de la base de datos de materiales MatWeb (5) ya que en la biblioteca de materiales de ANSYS no aparece lo suficientemente detallado.

### 7.2.3. Mallado

Como ya se ha comentado anteriormente, el mallado es sin duda una de las partes más importantes a la hora de realizar cálculos con programas de elementos finitos.

Dada la complejidad del modelo 3D a estudiar nos vimos limitados en cuanto al refinamiento de la malla, pues el software saturaba los recursos del equipo informático y no conseguía volcar solución alguna.

Llegados a este punto se decidió aplicar un mallado del modelo con elementos de 5 mm, tamaño que definía la geometría del modelo de manera bastante fina y permitía tener una concentración de elementos suficiente en las zonas sometidas previsiblemente a mayores tensiones



*Figura 7.4: Mallado del modelo.*

#### 7.2.4. Condiciones de contorno

Las condiciones de contorno y restricciones para los dos primeros estados de cargas serán los mismos: se tomarán como empotrados el eje trasero de la bicicleta y el eje delantero del útil que sustituye a la horquilla. En el estado de carga 3, se procederá a realizar una simulación del ensayo de fatiga recogido en el apartado 4.5 de la norma UNE-EN ISO 4210-6:2014, donde el eje delantero se toma como un apoyo deslizante y en el trasero se restringen los desplazamientos pero no el giro.

#### 7.2.5. Estados de cargas

Dado que la fisura se encuentra localizada en una zona muy concreta del cuadro, el anclaje de la bieleta de suspensión con el tubo de sillín, se procede al estudio de aquellas situaciones que más comprometen la integridad del cuadro en esa zona. Un ciclista tiene 4 puntos de apoyo sobre la bicicleta, por lo que los puntos de aplicación de las cargas los situaremos en dichos puntos: manillar, sillín y los dos pedales.

Para realizar la distribución del peso que soporta cada uno de estos puntos tomamos como referencia la distribución del peso corporal de Zatsiorsky y deLeva (6), cuyos resultados quedan reflejados en la Figura 7.5.

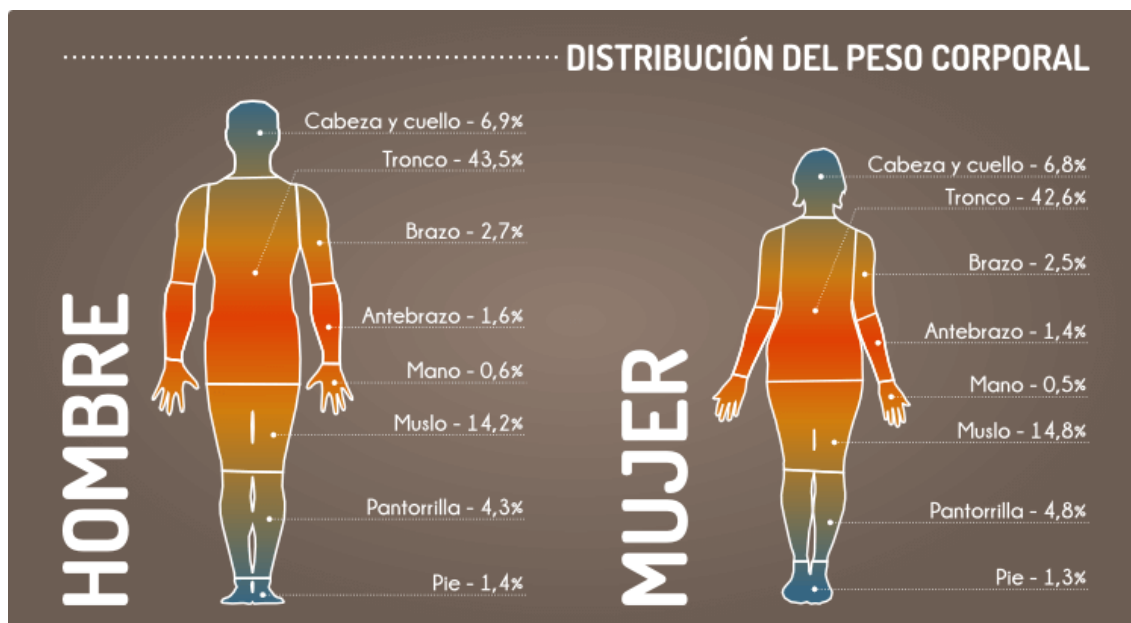


Figura 7.5: Distribución del peso corporal en hombre y mujer.

### 1) Ciclista sentado

El primer estado de carga será el debido al peso del ciclista sobre la bicicleta cuando está sentado en el sillín.

El sujeto a estudiar tiene un peso corporal cercano a los 90 kg, por lo que se tomará el valor de 100 kg para tener en cuenta el peso de la equipación y dejar un margen con el fin de asegurarnos estar siempre del lado de la seguridad.

La estimación que se ha realizado de las fuerzas a aplicar en los diferentes puntos, siguiendo la figura 7.3, quedaría de la siguiente manera:

- $F_1$  → Manillar: cabeza y cuello, brazos, antebrazos y manos.
- $F_2$  → Sillín: tronco y piernas.
- $F_3$  → Pedales: sin carga.

Como vemos se maximiza la carga sobre el sillín en detrimento de un reparto de carga sobre los pedales con el fin de obtener resultados más seguros, quedando la distribución por tanto como sigue:

$$F_1 = \left[ \frac{6,9 + 2 \cdot (2,7 + 1,6 + 0,6)}{100} \right] \cdot 100 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot \frac{1}{2} = 81,9 \text{ N}^1$$

$$F_2 = \left[ \frac{43,5 + 2 \cdot (14,2 + 4,3 + 1,4)}{100} \right] \cdot 100 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 817,2 \text{ N}$$

$$F_3 = 0 \text{ N}$$



Figura 7.6: Estado de cargas 1a), ciclista sentado.

<sup>1</sup> Nótese que  $F_1$  se divide entre dos al estar esta carga repartida entre los dos puños del manillar

## 2) Ciclista de pie

El segundo estado de carga será el debido al peso del ciclista sobre la bicicleta pero cuando se encuentra de pie sobre los pedales.

Para este estado de cargas el reparto de pesos estimado quedaría:

- $F_1 \rightarrow$  Manillar: cabeza y cuello, brazos, antebrazos y manos y un cuarto del tronco.
- $F_2 \rightarrow$  Sillín: sin carga
- $F_3 \rightarrow$  Pedales: tres cuartos del tronco, muslos, pantorrillas y pies

$$F_1 = \left[ \frac{6,9 + 2 \cdot (2,7 + 1,6 + 0,6) + \frac{43,5}{4}}{100} \right] \cdot 100 [kg] \cdot 9,81 \left[ \frac{m}{s^2} \right] \cdot \frac{1}{2} = 135,25 N$$

$$F_2 = 0 N$$

$$F_3 = \left[ \frac{\frac{43,5 \cdot 3}{4} + 2 \cdot (14,2 + 4,3 + 1,4)}{100} \right] \cdot 100 [kg] \cdot 9,81 \left[ \frac{m}{s^2} \right] \cdot \frac{1}{2} = 355,25 N$$

## 3) Ensayo de fatiga con fuerza vertical UNE-EN ISO 4210

En este estado se simularán las condiciones recogidas en el apartado 4.5 de la parte 6 de dicha norma con el fin de asegurarnos que se cumplen los requisitos de seguridad, resistencia y durabilidad para bicicletas.

Esta establece que se deben aplicar ciclos de fuerza verticales en un punto situado a 70 mm detrás de la intersección de la tija maciza de acero que se introduce en el cuadro y de la extensión E, tal y como se muestra en la Figura 7.7, durante 50000 ciclos de ensayo. Para bicicletas de montaña la norma estipula una fuerza de 1200 N.

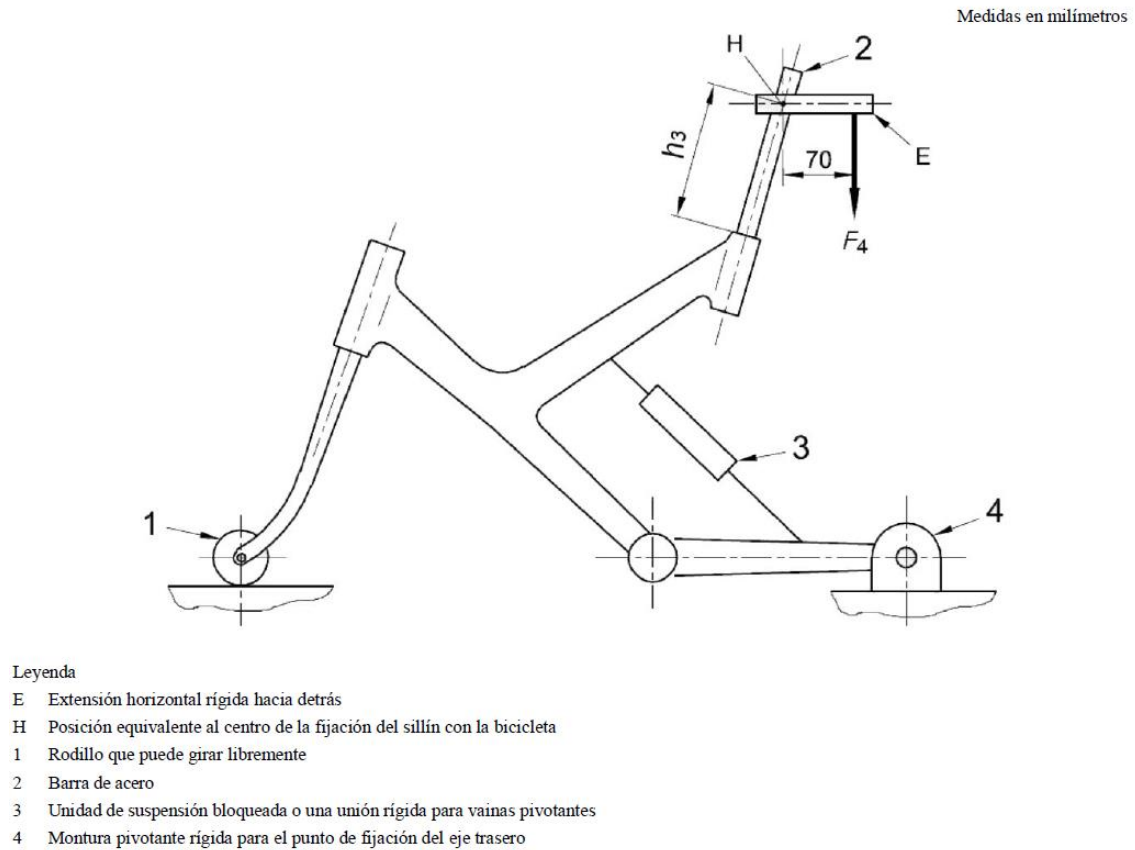


Figura 7.7: Ensayo de fatiga con fuerza vertical UNE-EN ISO 4210

### 7.3. Análisis

En esta segunda etapa del proceso de análisis por elementos finitos se realizan los cálculos computacionales para obtener un modelo de solución.

El primer aspecto a comentar es que se hará uso de la herramienta “*scope*” de ANSYS para que éste nos muestre los resultados de los distintos estudios únicamente del triángulo delantero, evitando así la distorsión de los resultados en las representaciones gráficas.

Se realizara en primer lugar un análisis estático de los distintos estados de cargas para determinar la máxima deformación que experimenta el cuadro, así como la tensión máxima alcanzada en las distintas zonas del mismo, para después, con estos valores, realizar un análisis dinámico con el fin determinar el comportamiento de la pieza frente a fatiga.

Para realizar el análisis dinámico, ANSYS convierte las cargas introducidas en el estudio estático en cargas variables, permitiéndonos determinar el tipo de carga alternante que deseamos aplicar: alternante pura o pulsante (Figura 5.9).

Para nuestro estudio se elige la opción de carga pulsante (*zero-based* como lo denomina ANSYS), pues la tensión mínima aplicada será cero y la máxima las calculadas en el apartado de pre-proceso, o lo que es lo mismo, las cargas aplicadas no son reversibles y la tensión media siempre será distinta de cero.

Importante indicar que se utilizará un factor de corrección de tensiones medias, pues como se comentó en el apartado 5.4 en determinadas ocasiones no se puede contar con otra información que no sea la correspondiente a la obtenida en los ensayos de flexión rotativa ( $\sigma_m = 0$ ), y la influencia de la tensión media no nula se calcula por medio de varias relaciones empíricas que determinan el fallo en una vida determinada cuando las tensiones alternantes y medias son distintas de cero. Dicho esto, se utilizará el criterio de Goodman (descrito en el apartado 4.4.1.a))

Otro aspecto importante a destacar es que para la vida infinita, mientras que para aceros se considera que ésta empieza a partir de  $10^6$  ciclos, para una aleación de aluminio este dato no es válido, por lo que se tomará el valor sugerido por ANSYS para este tipo de materiales,  $10^9$  ciclos.

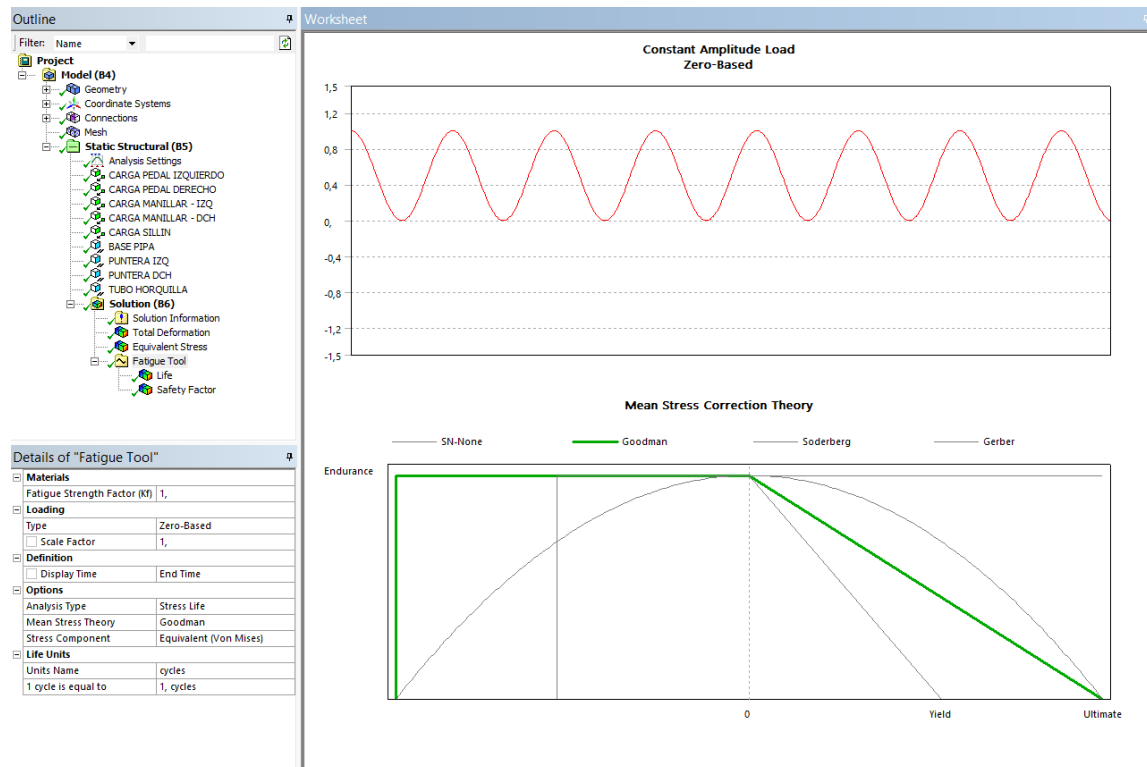


Figura 7.8: Parámetros de entrada del análisis de fatiga.

#### 7.4. Post-Proceso

Tras los cálculos realizados por el programa, en este apartado se incluyen los resultados volcados por ANSYS para los distintos estados de carga y un análisis de los valores obtenidos.

##### 1) Ciclista sentado

En la Figura 7.9 podemos observar la distribución de cargas y sus valores antes calculados así como las condiciones de contorno definidas.



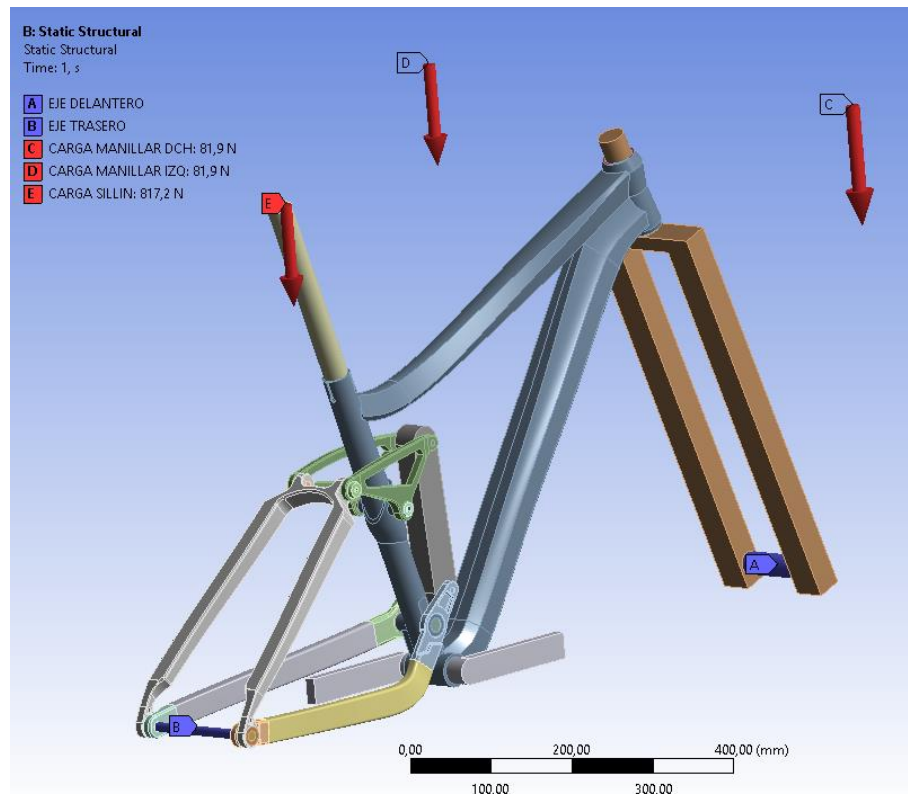


Figura 7.9: Distribución de cargas con el ciclista sentado.

En cuanto a la deformación (Figura 7.10) vemos que la zona que mayor desplazamiento presenta, con un valor de 0,55 mm es el extremo superior del tubo de sillín, zona donde mayor momento genera el peso del ciclista al sentarse sobre el sillín, por lo que es un resultado coherente.

No obstante, este valor de deformación no alcanza si quiera el milímetro, por lo que el diseño no presentaría una deformación que nos obligase a alterar el diseño.

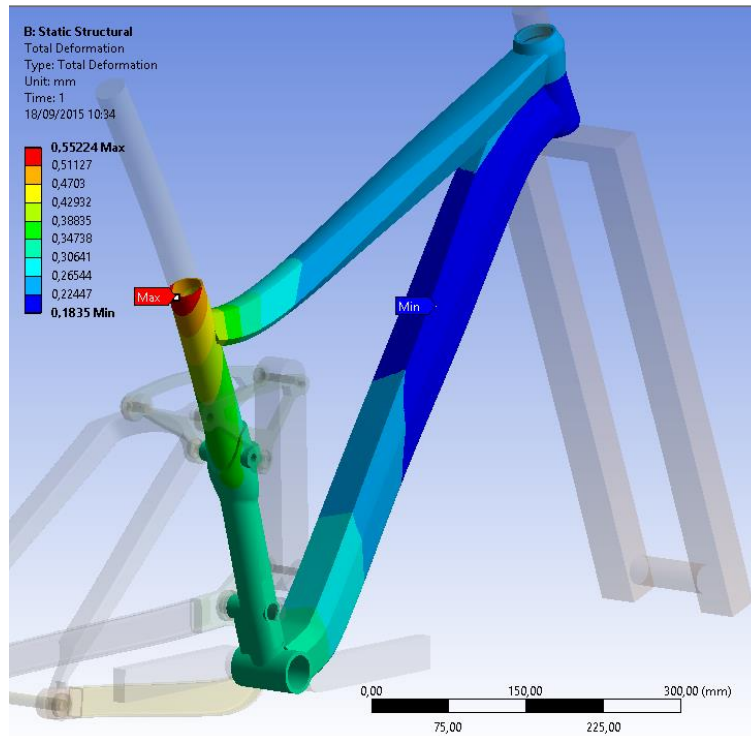


Figura 7.10: Deformación con el ciclista sentado

En la Figura 7.11 observamos la representación gráfica del estado tensional del primer caso, donde vemos que el valor máximo de tensión alcanzado es de 42 MPa. Este valor se alcanza en el alojamiento del pivote principal, en la zona de unión del triángulo principal con la vaina derecha (Figura 7.12).

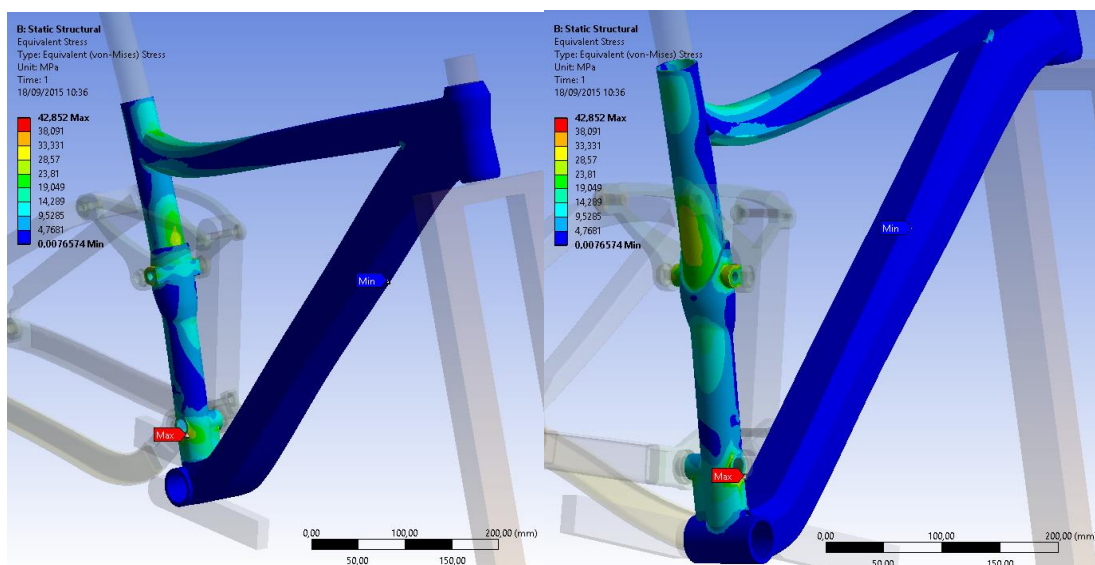
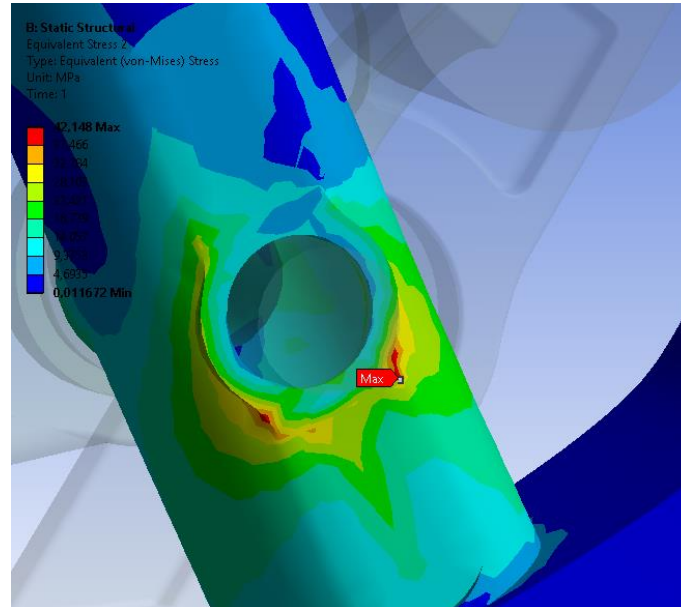


Figura 7.11: Representación de tensiones con el ciclista sentado.

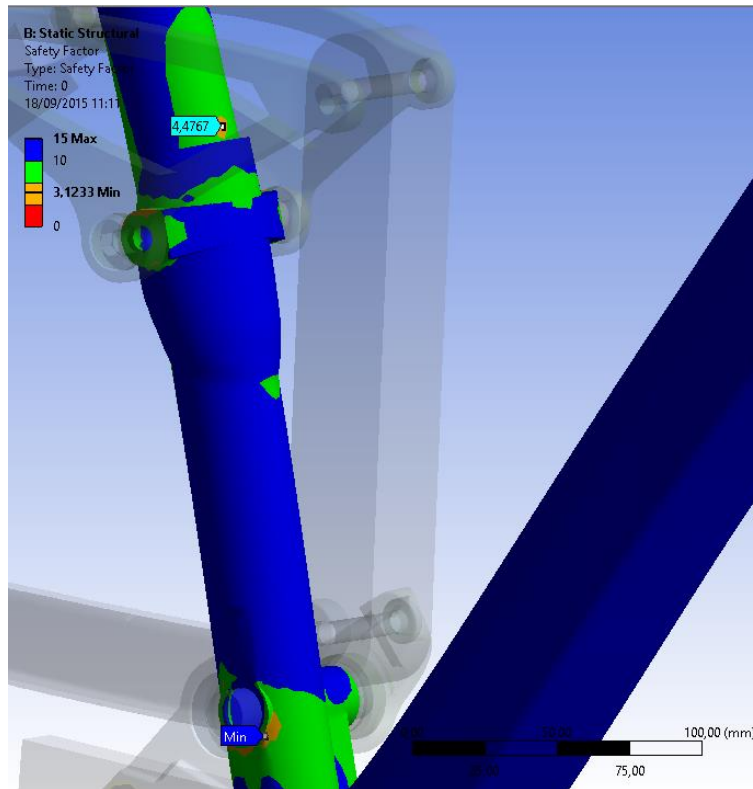
Así mismo vemos que justo la zona por donde fisuró el cuadro también supone una zona sensible a las solicitaciones de este estado de cargas, alcanzando valores cercanos a los 30 MPa.



*Figura 7.12: Punto de máxima tensión con el ciclista sentado.*

Recordamos que el límite de fluencia para el aluminio 7005-T6 es de 290 MPa, por lo que quedaría un amplio margen hasta la deformación plástica de dichas zonas.

En cuanto al estudio dinámico, vemos que la zona más susceptible de fallo por fatiga de la pieza es precisamente la que mayor tensión soporta; no obstante se decide introducir una sonda para obtener el factor de seguridad en la zona de la fisura como podemos ver en la Figura 7.13.



*Figura 7.13 Zonas más sensibles a fallo por fatiga.*

Vemos que en ambas zonas ANSYS vuelca un resultado superior a 1 para el factor de seguridad, por lo que no se debería producir fallo por fatiga antes de los  $10^9$  ciclos.

## *2) Ciclista de pie*

En la Figura 7.14 podemos observar el reparto de cargas para el estado en el que el ciclista se encuentra de pie sobre los pedales.

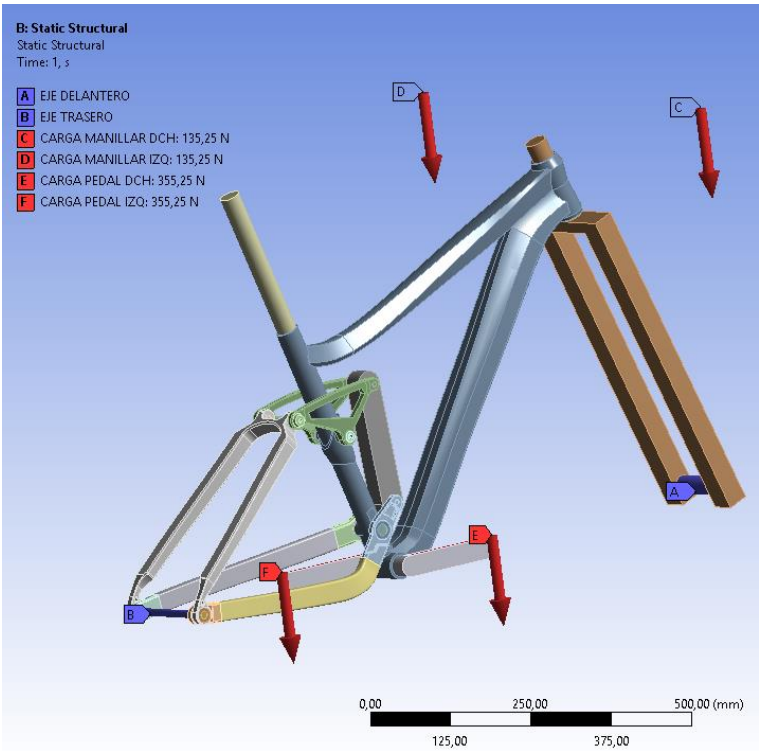


Figura 7.14: Distribución de cargas con ciclista de pie sobre los pedales.

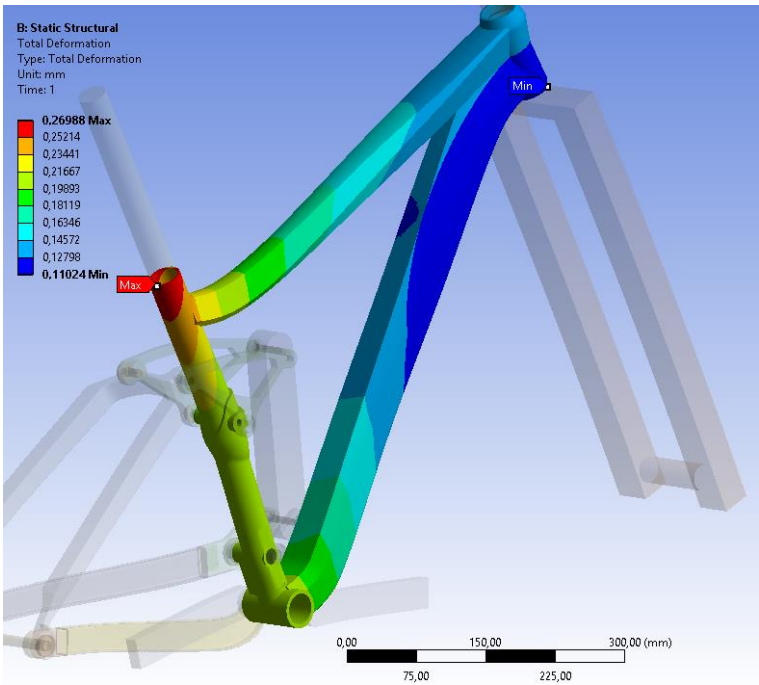


Figura 7.15: Deformación con ciclista de pie.

En cuanto a la deformación (Figura 7.15) vemos que de nuevo la zona que mayor desplazamiento presenta es el extremo superior del tubo de sillín, con un valor de 0,27 mm. Al igual que en el estado de cargas 1, esta deformación tan pequeña no supone riesgo alguno.

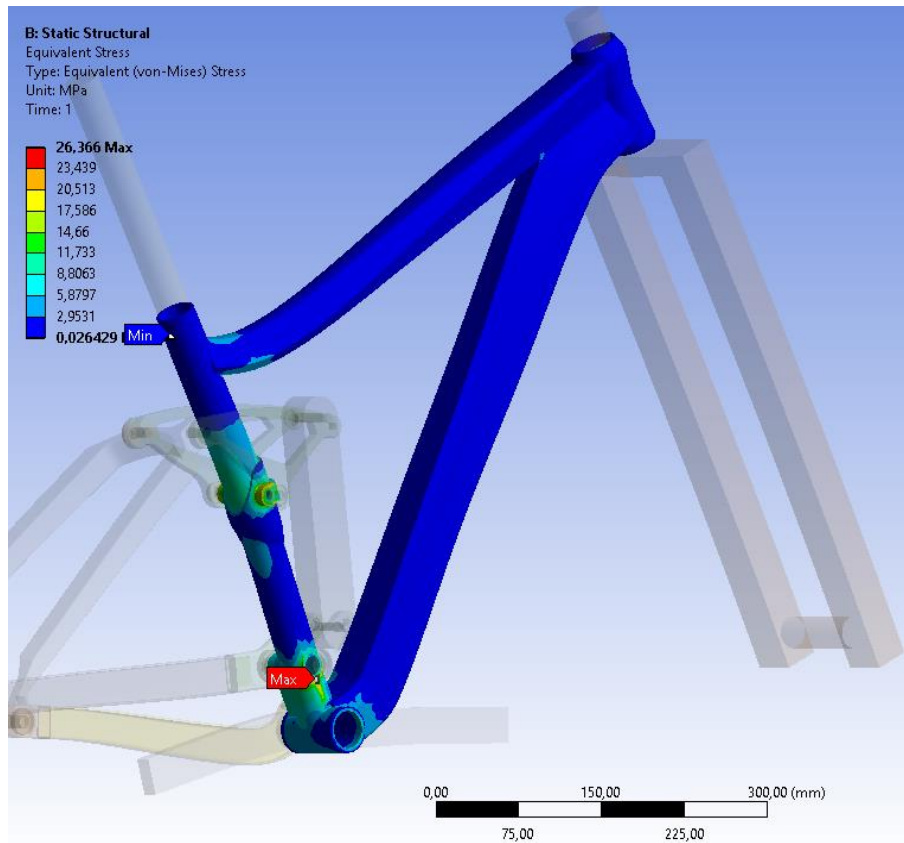


Figura 7.16: Tensión con ciclista de pie.

En la Figura 7.16 observamos la tensión equivalente para este segundo caso; el valor máximo de tensión alcanzado es de 26,4 MPa y se encuentra situado en la misma zona que en el estado de carga anterior. Está sometida a menor tensión que en el caso anterior, por lo que tampoco habría deformación plástica.

Otro punto sensible del diseño vemos que es la zona derecha de unión entre el triángulo delantero y la bieleta, soportando una tensión de 24 MPa, como se observa en la Figura 7.17.

Vemos además que en esta situación la caja del pedalier está sometida a mayor tensión que cuando el ciclista permanece sentado sobre el sillín.

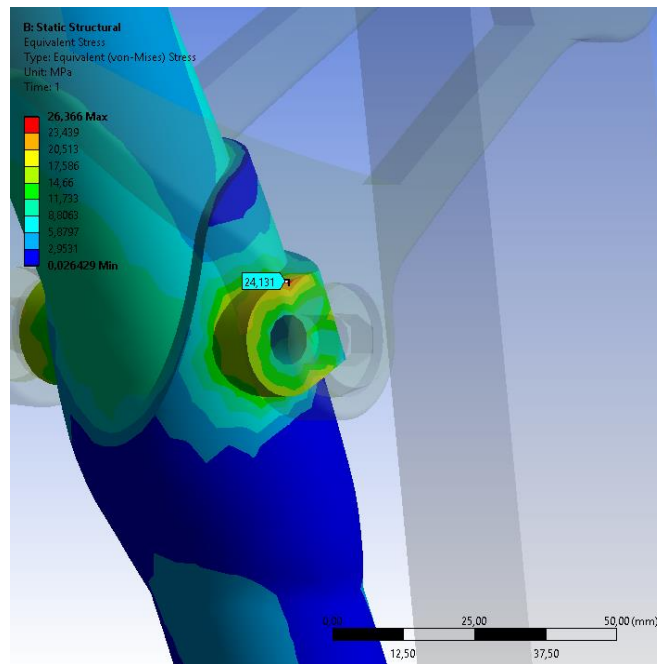


Figura 7.17: Zona de unión entre triángulo delantero y bieleta bajo tensión.

En cuanto al estudio dinámico (Figura 7.18), vemos que para este estado de cargas el cuadro presenta un factor de seguridad frente al fallo por fatiga para el valor de vida infinita introducido muy holgado, siendo el mínimo valor de 5 y localizada también en la zona de unión entre basculante y triángulo delantero. Otros puntos sensibles son los anclajes de la bieleta al triángulo delantero como se puede observar.



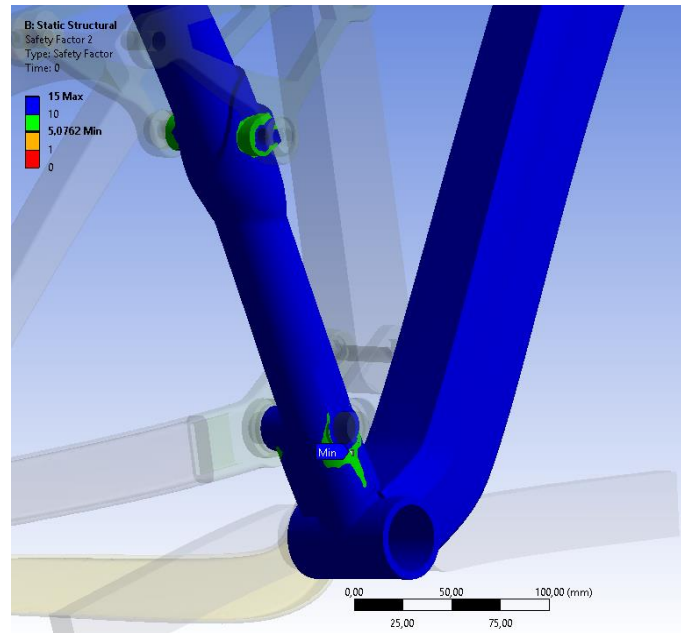


Figura 7.18: Zonas más sensibles a fallo por fatiga con el ciclista de pie.

### 3) Ensayo de fatiga con fuerza vertical UNE-EN ISO 4210

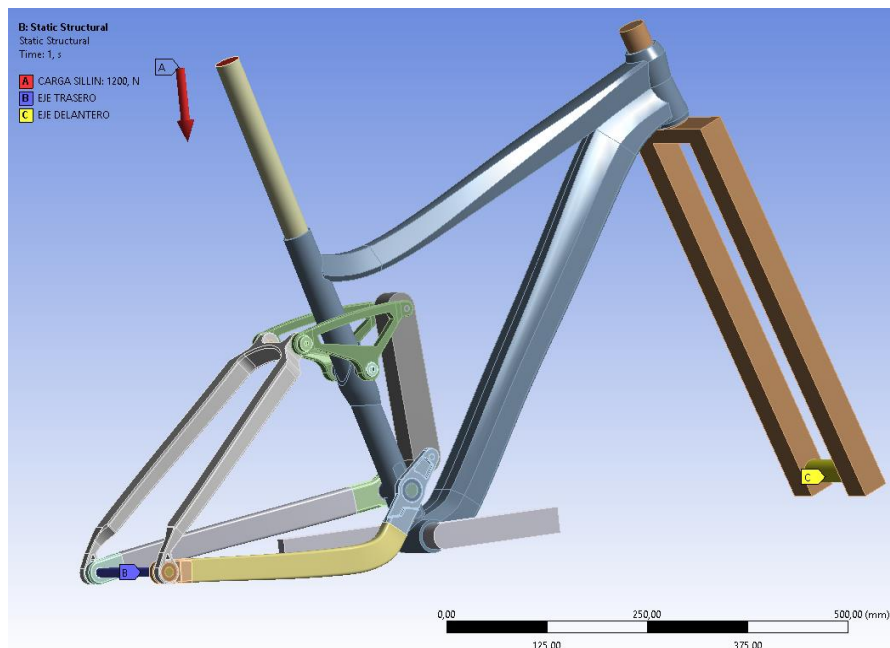


Figura 7.19: Estado de cargas 3.

En la Figura 7.19 vemos representada la carga de 1200 N a 7mm de distancia de la tija tal y como que contempla la norma seguida, la cual provoca una deformación máxima de 1 mm en la parte posterior del tubo de sillín como se observa en la Figura 7.20.



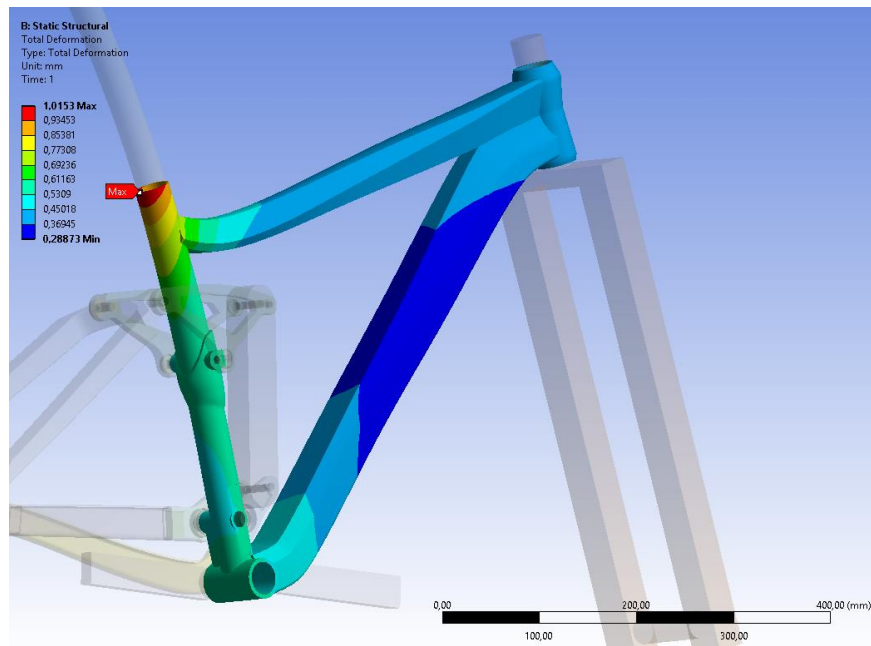


Figura 7.20: Deformación tras ensayo normalizado.

Como vemos la deformación obtenida sigue presentando un valor muy pequeño.

En cuanto a la tensión soportada, observamos que de nuevo las zonas más problemáticas serían aquellas donde se unen la bieleta de la suspensión y el bloque de las vainas al triángulo delantero, presentando su máximo valor, 68,5 MPa, en dicha zona, tal y como muestra la Figura 7.21.

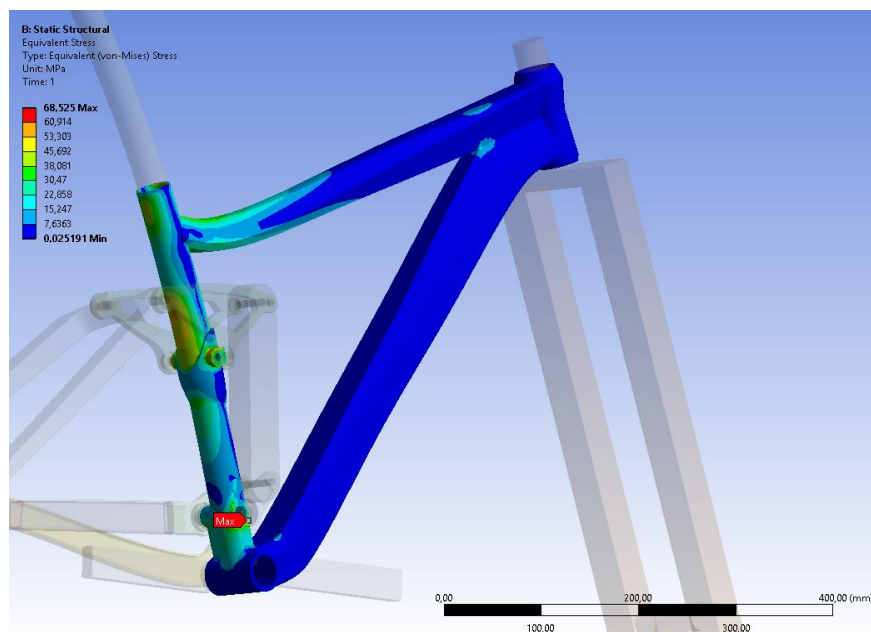


Figura 7.21: Estado tensional tras ensayo normalizado.

De igual manera se procede a insertar una sonda en la zona de la fisura para comprobar la tensión obtenida en la misma, la cual es de 59 MPa (Figura 7.22).

Ambos valores siguen siendo inferiores al límite de fluencia, por lo que no habría deformación plástica tampoco.

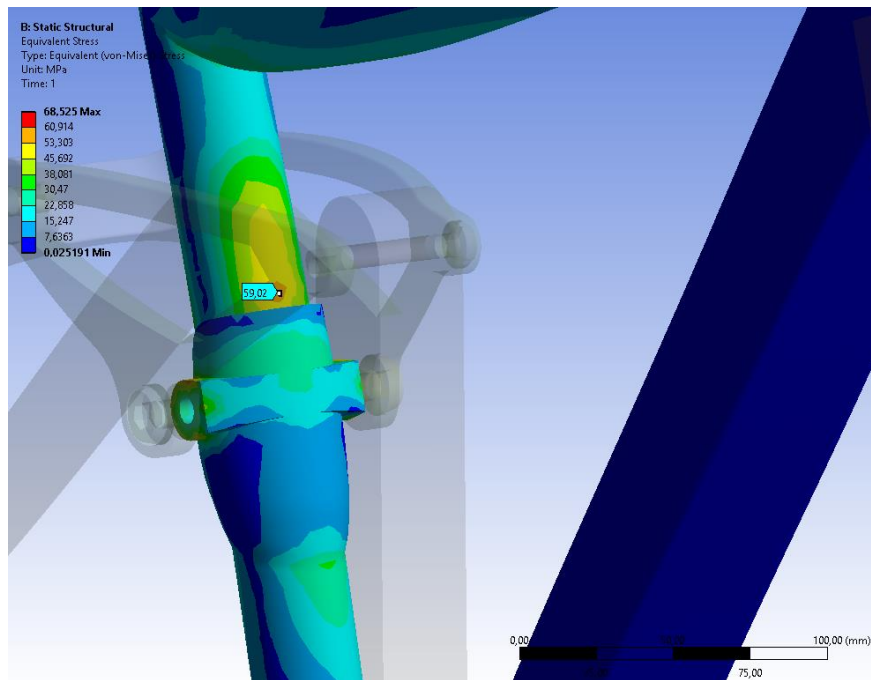


Figura 7.22: Tensión en zona de fisura para estado 3

En cuanto al estudio dinámico (Figura 7.23), vemos que para este estado de cargas el cuadro presenta un factor de seguridad frente al fallo por fatiga más límite que los anteriores supuestos, siendo el mínimo valor de 1,9 y localizada también en la zona de unión entre basculante y triángulo delantero. El factor de seguridad en la zona de fisura es de 2,4 (Figura 7.24).

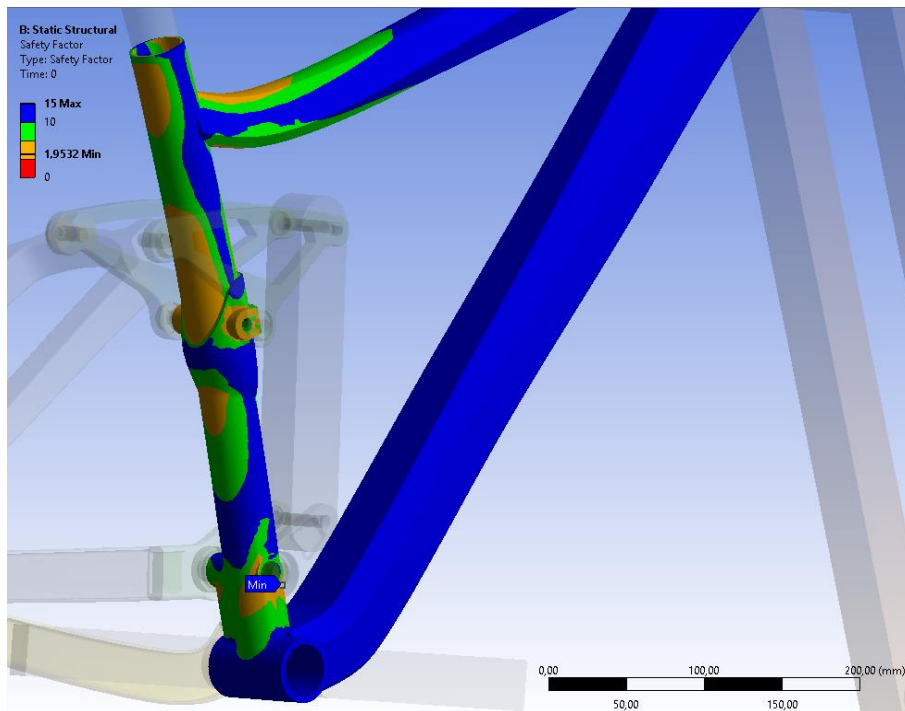


Figura 7.23: Factor de seguridad mínimo en estado 3.

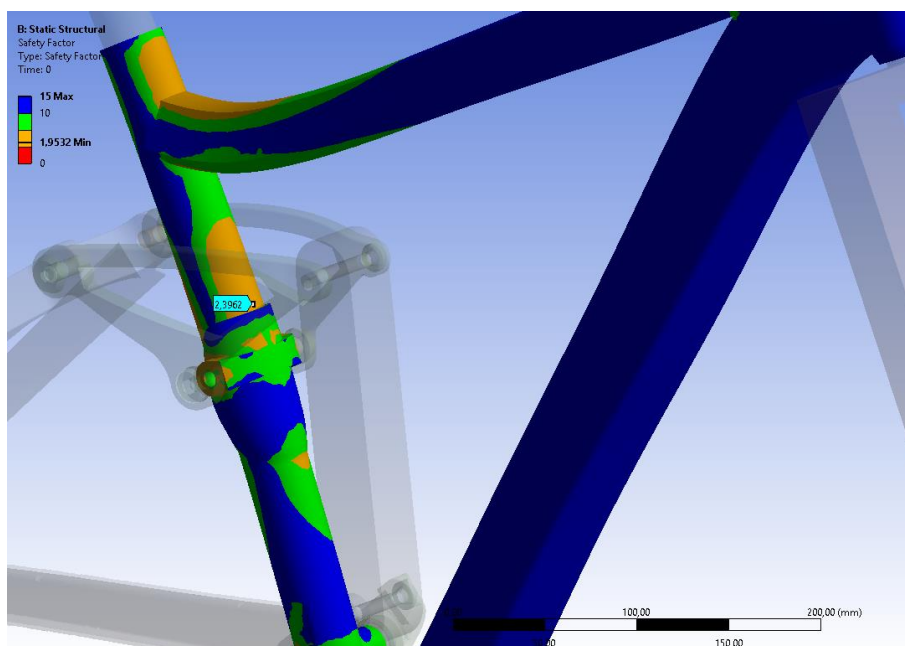
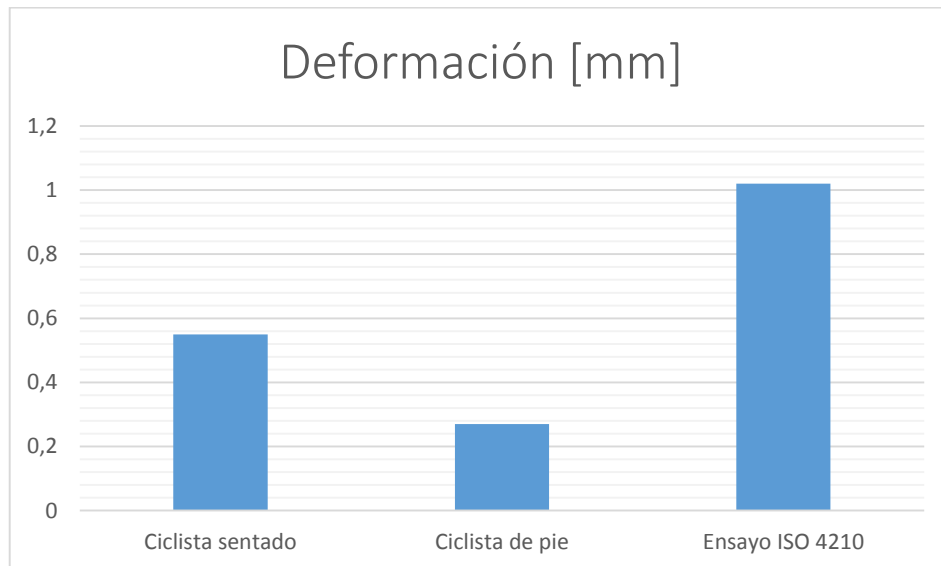


Figura 7.24: Factor de seguridad en zona de fisura para estado 3.

### 7.5. Resultados de la simulación

En este apartado se analizarán los datos volcados por ANSYS tras los distintos ensayos. Para facilitar esta tarea se representarán mediante gráficos de barras los resultados obtenidos para facilitar la visualización.



*Figura 7.25: Comparación de los valores de deformación.*

Como podemos ver en la Figura 7.25, el estado de cargas que mayor deformación produce en el cuadro estudiado sería el ensayo normalizado, seguido del estado real en el que el ciclista permanece sentado sobre el sillín, dejando caer la mayoría de su peso corporal sobre este elemento de la bicicleta.

No obstante, el valor máximo obtenido es de 1,02 mm, por lo que se considera un resultado satisfactorio al suponer un desplazamiento tan pequeño.

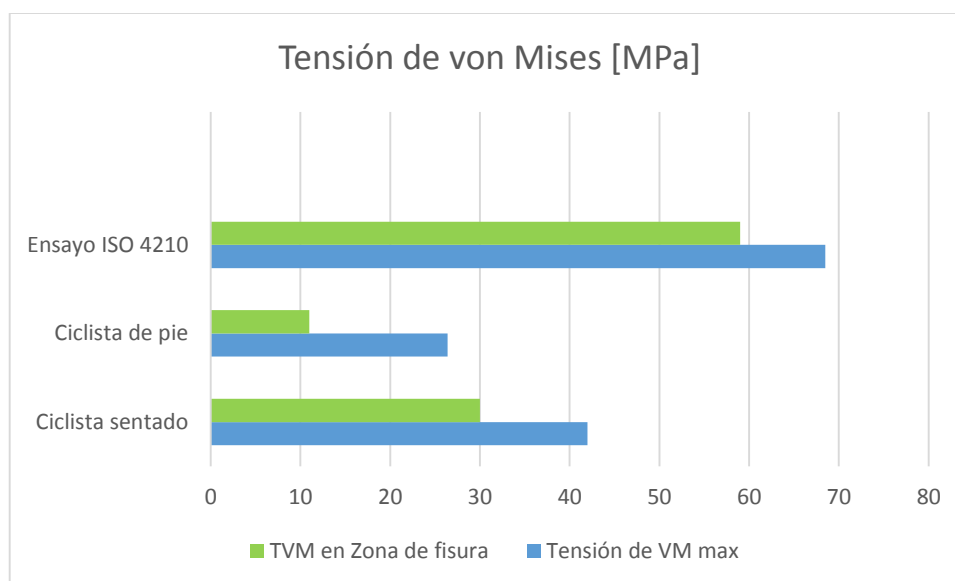


Figura 7.26: Comparación de los valores de tensión de von Mises obtenidos.

En cuanto a los resultados obtenidos para la tensión equivalente o de von Mises en los distintos ensayos, recogida en la Figura 7.26, vemos que de nuevo la situación más conflictiva es la del ensayo normalizado seguido de aquella en la que el ciclista está sentado sobre el sillín, teniendo que soportar la zona de unión entre el triángulo delantero y el basculante 68,5 MPa en el primer caso, y 42 MPa en el segundo.

Así mismo se incluyen en este gráfico y de forma paralela los datos de tensión obtenidos para la zona en la que el cuadro colapsó, viendo que la situación estática que mayor sollicitación imprime sobre dicha zona vuelve a ser obviamente la del ensayo normalizado con un valor de 59 MPa.

Si bien, las representaciones gráficas de los distintos estados tensionales que devuelve ANSYS pueden llevar a pensar en lo peor por la aparición de “zonas rojas” en el cuadro, recordamos al lector que el único dato a tener en cuenta para hacer una valoración de los resultados es el valor de la tensión obtenida para poder compararlo con la resistencia a fluencia del material y poder determinar así si bajo dicho estado tensional la pieza sufriría deformaciones permanentes, poniendo fin así a su vida útil.

En este caso la tensión de von Mises máxima es de 68,5 MPa y el límite de fluencia del aluminio 7005-T6 es de 290 MPa, por lo que es fácil comprobar que el cuadro no debería presentar ningún problema frente a las sollicitaciones estáticas planteadas.

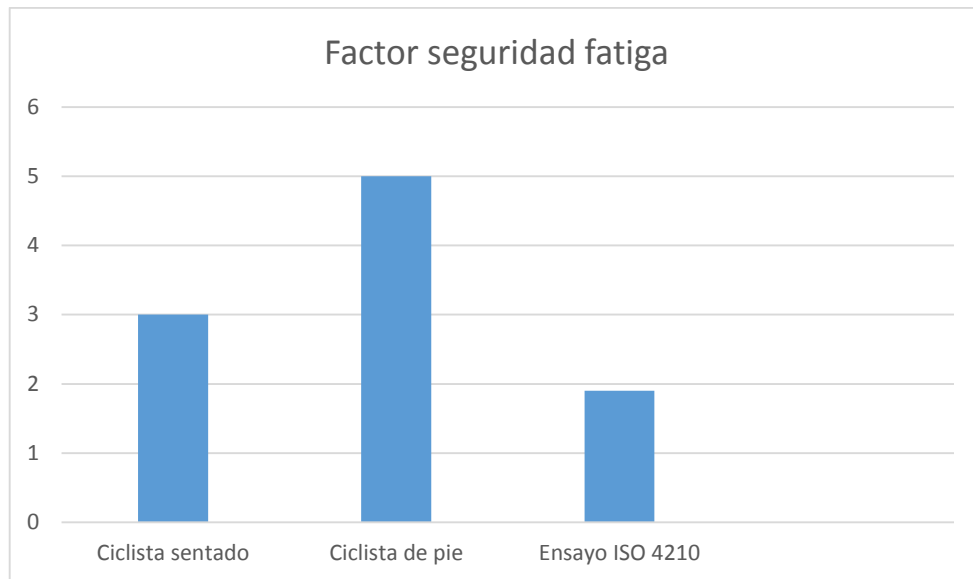


Figura 7.27: Comparación de valores de factor de seguridad frente a fatiga.

En cuanto al estudio de fatiga, vemos que los datos devueltos por ANSYS suponen que con los estados de cargas propuestos el cuadro no debería colapsar, presentando un factor de seguridad mínimo de 1,9 frente al fallo por fatiga para un valor de vida infinita de  $10^9$  ciclos.

Este resultado choca con la realidad puesto que efectivamente el cuadro presenta una fractura originada por la fatiga del material. Hay distintos aspectos que pueden condicionar los resultados, y más aún en un estudio de fatiga, donde el número de variables que pueden influir con mayor o menor peso sobre el resultado es enorme.

Primero e importante es que el modelo 3D no deja de ser una simplificación del modelo real, por lo que puede presentar ciertas medidas o espesores en determinadas zonas que difieran del original al no ser posible obtener dichas medidas.

Segundo, debemos recordar que los resultados adquiridos pueden diferir ligeramente de los obtenidos en ensayos realizados por la propia marca al haber desarrollado el análisis con aluminio 7005-T6 en vez del aluminio “Alpha Red” que dicha marca empleó en la fabricación de este cuadro y cuyas propiedades mecánicas exactas no son de dominio público.

En tercer lugar, volver a insistir en la importancia de un buen mallado de la pieza a analizar, pues de éste dependerán directamente los resultados volcados por ANSYS. En nuestro caso, debido a la complejidad del modelo 3D no fue posible realizar un mallado más preciso y efectivo puesto que el programa saturaba los recursos del equipo informático empleado.

Por último, en el análisis no se tiene en cuenta la debilitación del material en las zonas soldadas, donde la merma del valor máximo de tensión soportado por el material disminuye y suponiendo por tanto puntos sensibles al colapso de la pieza.

## 8. CONCLUSIONES

A lo largo del presente proyecto se ha realizado un repaso de diferentes aspectos y factores relacionados con la industria del ciclismo de montaña, viendo desde la influencia que tienen las distintas medidas y ángulos de la geometría de una bicicleta en su manejo, hasta una visión general de los diferentes materiales empleados con sus ventajas e inconvenientes. Así mismo, se hizo un interesante repaso de los sistemas de suspensión más extendidos que podemos encontrar en el mercado.

Importante también el capítulo en el que se trata uno de los temas que más preocupan en el diseño de elementos mecánicos, la fatiga. En la vida real se observa que repetidos ciclos de carga y descarga debilitan las piezas a lo largo del tiempo incluso cuando las cargas inducidas están considerablemente por debajo de la tensión de rotura estática e incluso del límite elástico del material, siendo este fenómeno causa de un alto porcentaje de fallos y por tanto merece un profundo estudio del mismo.

Se ha transmitido también, desde el punto de vista del diseñador industrial, la complejidad que conlleva el correcto manejo de las herramientas CAD/CAE, las cuales suponen un paso de gigante en la industria ingenieril y sin las cuales los procesos de desarrollo de nuevos productos sería mucho más costoso, largo y tedioso.

Finalmente, se realizó un estudio de distintas situaciones que pueden llevar al colapso del cuadro por fatiga, obteniendo resultados satisfactorios.

No obstante, se decidió buscar la existencia de más casos de fracturas en el mismo modelo de bicicleta, encontrando numerosas fotografías y disputas abiertas en distintos foros de internet de clientes descontentos.





Figura 8.1: Casos de fracturas similares.

Si observamos detalladamente la Figura 8.1 podemos observar que todos los casos tienen un elemento común con la fractura del cuadro que ocupa este proyecto: en todos ellos el punto de inicio de la fractura se encuentra en una soldadura.

Dicho esto, y como se comentó en los resultados de la simulación, las soldaduras suponen puntos muy delicados y susceptibles de fallas debido al debilitamiento que sufre el material por la exposición a las altas temperaturas del proceso. Es por ello lógico

suponer que dado el elevado número de casos similares existentes se haya podido dar la situación de un defecto de fabricación de dicho cuadro, puesto que el uso al que se le sometió en particular al ejemplar del que se dispone no fue ni mucho menos abusivo.

Como punto final, y con el objetivo de corroborar dicha teoría, se adjunta un comentario encontrado en un foro de internet realizado por un supuesto representante de la marca, el cual nos incita a pensar que no vamos descaminados...

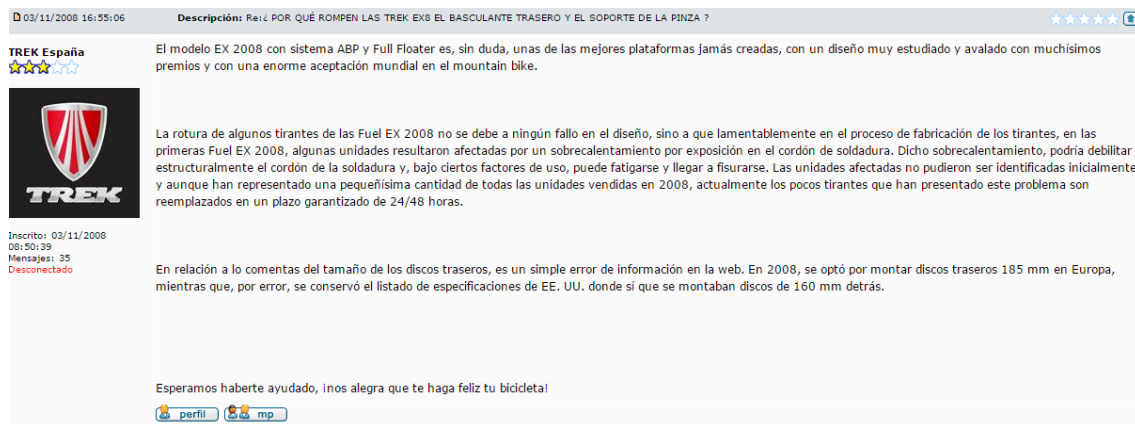


Figura 8.2: Comentario de representante de la marca.

*“El modelo EX 2008 con sistema ABP y Full Floater es, sin duda, unas de las mejores plataformas jamás creadas, con un diseño muy estudiado y avalado con muchísimos premios y con una enorme aceptación mundial en el mountain bike.*

*La rotura de algunos tirantes de las Fuel EX 2008 no se debe a ningún fallo en el diseño, sino a que lamentablemente en el proceso de fabricación de los tirantes, en las primeras Fuel EX 2008, algunas unidades resultaron afectadas por un sobrecalentamiento por exposición en el cordón de soldadura. Dicho sobrecalentamiento, podría debilitar estructuralmente el cordón de la soldadura y, bajo ciertos factores de uso, puede fatigarse y llegar a fisurarse. Las unidades afectadas no pudieron ser identificadas inicialmente y aunque han representado una pequeñísima cantidad de todas las unidades vendidas en 2008, actualmente los pocos tirantes que han presentado este problema son reemplazados en un plazo garantizado de 24/48 horas.*

*Esperamos haberte ayudado, ¡nos alegra que te haga feliz tu bicicleta!”*

## 9. FUTUROS TRABAJOS Y APLICACIONES

A continuación se enumeran posibles líneas de trabajo e investigación tras la realización de este proyecto:

- Estudio de métodos de fabricación y/o soldadura distintos al utilizado que permitan una mejora en la construcción de cuadros construidos en aleaciones metálicas, mejorando así los puntos débiles generados por éstas.
- Estudio de la no linealidad del sistema mecánico debido a las soldaduras y rozamientos entre sus distintas partes para mejorar la precisión de los modelos que representan el comportamiento dinámico del sistema.
- Estudio del empleo de materiales compuestos, como la fibra de carbono, en la fabricación del cuadro, atendiendo a la orientación de las fibras y disposición de las telas necesarias en cada región del mismo para soportar las cargas planteadas.
- Elaboración de prototipos y realización de ensayos para mejorar el cuadro estudiado.
- Estudio de los distintos sistemas de suspensión existentes en el mercado, comparando los diferentes factores que condicionan su funcionamiento y por ende la experiencia con la bicicleta.

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1: Fractura del cuadro a estudiar. ....	2
Figura 2.2: Bicicleta a estudiar. ....	3
Figura 3.1: Nino Schurter, campeón del mundo XCO 2015 con su Scott Spark. ....	5
Figura 3.2: Bicicleta de Trail. ....	6
Figura 3.3: Bicicleta de DH. ....	7
Figura 3.4: Modalidad Dirt. ....	8
Figura 3.5: Geometría de una bicicleta de doble suspensión ....	8
Figura 3.6: Factores que afectan a la medida del trail. ....	12
Figura 3.7: Método de Cossalter para la obtención del anti-squat. ....	15
Figura 3.8: Santa Cruz Heckler, ejemplo de cuadro monopivote. ....	19
Figura 3.9: Rocky Mountain RMX, ejemplo de monopivote con bieletas. ....	19
Figura 3.10: Kona Process DL, ejemplo de sistema Faux Bar ....	21
Figura 3.11: Specialized Stumpjumper FSR EVO, ejemplo de sistema Horst Link ....	22
Figura 3.12: Santa Cruz Nomad, ejemplo de sistema VPP. ....	23
Figura 3.13: Iron Horse Sunday, ejemplo de sistema DW Link. ....	23
Figura 3.14: Trek Remedy, ejemplo de sistema ABP. ....	24
Figura 4.1: Comparación de propiedades de distintos materiales. ....	25
Figura 4.2: Tubos de titanio. ....	27
Figura 4.3: Esquema de soldadura TIG. ....	32
Figura 4.4: Comparación de tubo tradicional frente a tubo conificado e hidroformado. ....	34
Figura 4.5: Patilla de cambio solidaria (izqda.) y patilla desmontable (dcha). ....	35
Figura 4.6: Telas de fibra de carbono. ....	38
Figura 5.1: Zonas diferenciadas en fractura de un eje por fatiga. ....	41
Figura 5.2: Esquema de ensayo de viga rotatoria. ....	42
Figura 5.3: Diagrama S-N típico de aceros. ....	42
Figura 5.4: Diagrama S-N de un aluminio frágil. ....	43
Figura 5.5: $K_a$ del acero según acabado superficial y resistencia $S_{ut}$ . ....	46
Figura 5.6: Factor de sensibilidad a las ranuras. ....	49
Figura 5.7: Ejemplo de factor $K_t$ . ....	50
Figura 5.8: Componentes de las tensiones fluctuantes. ....	52
Figura 5.9: Tipos de cargas variables ....	53
Figura 5.10: Criterios de fallo por fatiga. ....	56

Figura 5.11: Secuencia de tensiones con diferentes efectos.....	57
Figura 5.12: Método de Manson.....	58
Figura 6.1: Esqueleto 2D que define la geometría del cuadro.....	61
Figura 6.2: Curvas guía. ....	62
Figura 6.3: Secciones del tubo superior. ....	62
Figura 6.4: Tubo superior. ....	63
Figura 6.5: Tubo diagonal. ....	63
Figura 6.6: Parte superior del tubo de sillín.....	64
Figura 6.7: Operación "eliminar región" (izqda) y vaciado de tubos superior y diagonal (dcha). ....	65
Figura 6.8: Triángulo delantero. ....	65
Figura 6.9: Tirantes ....	66
Figura 6.10: Vista frontal de las vainas. ....	66
Figura 6.11: Modelo 3D de las vainas.....	67
Figura 6.12: Modelo 3D del amortiguador FOX Float RP2.....	67
Figura 6.13: Modelo 3D de la bieleta con zona central modelada por superficies (izqda.) y bieleta final (dcha). ....	68
Figura 6.14: Modelo 3D del cuadro completo.....	69
Figura 6.15: Modelo 3D completo. ....	69
Figura 7.1: Ejemplo de pieza analizada por MEF. ....	70
Figura 7.2: Modelo 3D importado en ANSYS.....	72
Figura 7.3: Utillaje incorporado al modelo de simulación. ....	72
Figura 7.4: Mallado del modelo. ....	74
Figura 7.5: Distribución del peso corporal en hombre y mujer.....	75
Figura 7.6: Estado de cargas 1a), ciclista sentado. ....	76
Figura 7.7: Ensayo de fatiga con fuerza vertical UNE-EN ISO 4210.....	78
Figura 7.8: Parámetros de entrada del análisis de fatiga. ....	80
Figura 7.9: Distribución de cargas con el ciclista sentado. ....	81
Figura 7.10: Deformación con el ciclista sentado ....	82
Figura 7.11: Representación de tensiones con el ciclista sentado. ....	82
Figura 7.12: Punto de máxima tensión con el ciclista sentado.....	83
Figura 7.13 Zonas más sensibles a fallo por fatiga. ....	84
Figura 7.14: Distribución de cargas con ciclista de pie sobre los pedales.....	85
Figura 7.15: Deformación con ciclista de pie.....	85

Figura 7.16: Tensión con ciclista de pie. ....	86
Figura 7.17: Zona de unión entre triángulo delantero y bieleta bajo tensión. ....	87
Figura 7.18: Zonas más sensibles a fallo por fatiga con el ciclista de pie. ....	88
Figura 7.19: Estado de cargas 3. ....	88
Figura 7.20: Deformación tras ensayo normalizado. ....	89
Figura 7.21: Estado tensional tras ensayo normalizado. ....	89
Figura 7.22: Tensión en zona de fisura para estado 3 ....	90
Figura 7.23: Factor de seguridad mínimo en estado 3. ....	91
Figura 7.24: Factor de seguridad en zona de fisura para estado 3. ....	91
Figura 7.25: Comparación de los valores de deformación. ....	92
Figura 7.26: Comparación de los valores de tensión de von Mises obtenidos. ....	93
Figura 7.27: Comparación de valores de factor de seguridad frente a fatiga. ....	94
Figura 8.1: Casos de fracturas similares. ....	97
Figura 8.2: Comentario de representante de la marca. ....	98

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 4.1: Tratamientos térmicos para el aluminio. ....	37
Tabla 5.1: Coeficientes a y b para $Ka$ ....	45
Tabla 5.2: Valores de $Kc$ para diferentes confiabilidades. ....	48
Tabla 5.3: Valores de $Kd$ . ....	48
Tabla 6.1: Medidas del cuadro a diseñar. ....	61



## BIBLIOGRAFÍA

1. AVILÉS, Rafael. *Análisis de Fatiga en Máquinas*. 2ª Edición. España 2005
2. SÁNCHEZ REAL, José. *La física de la bicicleta*. España 1988
3. SHIGLEY, Joseph E. & MISCHKE, Charles R. *Diseño en ingeniería mecánica*. 6ª Edición. México 2004
4. Documentación de la asignatura *Diseño de Máquinas*. Departamento de Ingeniería Mecánica. 3º de Ingeniería Técnica Industrial: Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid
5. Documentación de la asignatura *Mecánica Industrial*. Departamento de Ingeniería Mecánica. 2º de Ingeniería Técnica Industrial: Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid
6. Documentación de la asignatura *Materiales Industriales*. Departamento de Ciencia e Ingeniería de Materiales. 2º de Ingeniería Técnica Industrial: Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid
7. QUESADA GONZÁLEZ, Alejandro. *Empleo del Método de Elementos Finitos para la Modelización del Comportamiento a Fatiga de Elementos Mecánicos*. Tesis Fin de Doctorado. Universidad Carlos III de Madrid. 2005
8. SANCHO ALPAÑES, Justo. *Diseño de un Cuadro de Bicicleta Mediante Técnicas de Análisis Modal*. Proyecto Fin de Carrera. Universidad Carlos III de Madrid. 2007
9. Documentación de Solid Edge ST6.
10. Documentación de ANSYS Release 15
11. Documentación de “*Máster en Diseño Industrial Aeronáutico*”. CT Formación.
12. UNE-EN ISO 4210-1:2014, *Ciclos. Requisitos de seguridad para bicicletas. Parte 1: Términos y definiciones*.
13. UNE-EN ISO 4210-2:2014, *Ciclos. Requisitos de seguridad para bicicletas. Parte 2: Requisitos para bicicletas de paseo, para adultos jóvenes, de montaña y de carreras*.
14. UNE-EN ISO 4210-3:2014, *Ciclos. Requisitos de seguridad para bicicletas. Parte 3: Métodos de ensayos comunes*.
15. UNE-EN ISO 4210-6:2014, *Ciclos. Requisitos de seguridad para bicicletas. Parte 6: Métodos de ensayo del cuadro y la horquilla*.
16. [www.bikecad.ca](http://www.bikecad.ca) (Diciembre 2014)
17. <http://linkagedesign.blogspot.com.es> (Febrero 2015)
18. [www.mountainbike.es](http://www.mountainbike.es) (Marzo 2015)

19. [www.vasttech.org](http://www.vasttech.org) (Marzo 2015)
20. [www.pinkbike.com](http://www.pinkbike.com) (Abril 2015)
21. [www.mtbr.com](http://www.mtbr.com) (Abril 2015)
22. [www.ciclismoafondo.es](http://www.ciclismoafondo.es) (Abril 2015)
23. [www.bikeforums.com](http://www.bikeforums.com) (Junio 2015)
24. [www.iberisa.com](http://www.iberisa.com) (Agosto 2015)

## REFERENCIAS

- (1) Cossalter, V. *Motorcycle Dynamics* 2ª Edición en inglés. Italia : 2006.
- (2) van Oosten, Johan. *Lichte én betaalbare racefietsen..* Bélgica. Agosto de 2008, Grinta! Magazine, págs. 24-36.(8)
- (3) [www.foromtb.com](http://www.foromtb.com) (Junio 2015)
- (4) [www.trek bikes.com](http://www.trek bikes.com) (Septiembre 2014)
- (5) [www.matweb.com](http://www.matweb.com) (Agosto 2015)
- (6) deLeva, P. *Adjustments to Zatsiorsky-Seluyanov's segment inertia parameters..* Kinesiology Department, Indiana University, Bloomington, USA. Elsevier Inc., 1996, Journal of Biomechanics, Vol. 29, págs. 1223-1230 (9).



# ANEXOS

## 1. FICHA DE LA BICICLETA



## Fuel EX 8

---

### JUEGO DEL CUADRO

Tallas	15.5, 17.5, 18.5, 19.5, 21.5"
Cuadro	Alpha Red Aluminum w/R1i Trail Tuned Suspension, ABP pivot, Full Floater, Aluminum EVO Link, Hi/Lo chainstays, oversized sealed bearings, 120mm rear wheel travel
Suspensión delantera	Fox Float 130 RL w/air pressure, rebound, lockout, alloy steerer, 130mm
Suspensión trasera	Fox Float RP2 w/ Pro Pedal, rebound, custom tuned

### RUEDAS

Ruedas	Bontrager Race
Cubiertas	Bontrager Jones XR, 26x2.2/2.25"; 120 tpi, folding

### TRANSMISION

Manetas de cambio	Shimano Deore LX, 9 speed
Desviador	Shimano Deore LX
Cambio	Shimano Deore XT "Shadow"
Bielas	Shimano Deore LX 44/32/22
Cassette	SRAM PG950 11-32, 9 speed
Pedales	Shimano M520, clipless

### COMPONENTES

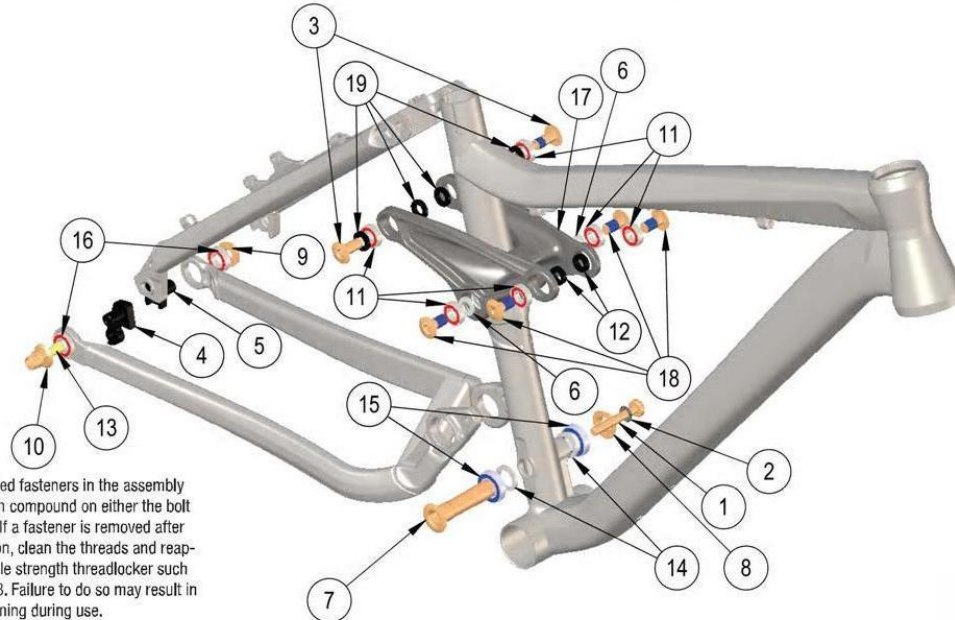
Sillín	Bontrager Race
Tija de Sillín	Bontrager Race
Manillar	Bontrager Race, 40mm rise, 31.8mm
Potencia	Bontrager Race, 7 degree, 31.8mm
Dirección	Aheadset w/cartridge bearings, sealed, alloy
Juego de frenos	Avid Juicy 5, hydraulic disc; 185mm rotors (160 mm rear rotor on 15.5, 17.5, 18.5" sizes)

## 2. DESPIECE DE CUADRO SIMILAR



## Service Information

### 2010 Fuel EX Aluminum w/DRCV Suspension Assembly 1160nnn10



Parts for 2010 Fuel EX Aluminum w/ DRCV Assembly				
Item No.	Part Number	Description	Assembly Details	QTY
1	291598	Bolt M8x1.25x54 AL	Torque to 85 IN-LBS	2
2	275702	Washer 16/8.2/0.5 SS		2
3	292478	Bolt M10x1x22.5 AL	Torque to 150 IN-LBS	1
4	294666	ABP Suspension Axle/ Derailleur Hanger		1
5	294663	ABP Suspension Axle		1
6	279752	Washer 10X18X2.5 AL		2
7	291595	Axle M16x1.5 10mm HEX		1
8	291596	Nut M16x1.5 20mm HEX	Torque to 275 IN-LBS	1
9	294662	ABP pivot Nut m12x1.25	Torque to 150 IN-LBS	1
10	294665	Nut - M12 ABP Pivot Axle	Torque to 150 IN-LBS	1
11	275322	Bearing 6900-2RS 22x10x6	Bearing removal tools - 419013 for seatstay bearings, 419014 for main bearings, 419015 for shock bearings. Bearing install tool - 419012	6
12	296576	Washer 19.5X10.0X4.25mm AL		2
13	294664	ABP Race Skewer Nut	Insert inside item #10 prior to fastening	1
14	292095	Washer AL 25x17x3		2
15	272452	Bearing 6903 Sealed Cartridge 30x17x7	Bearing removal tool - 419023. Bearing install tool - 419022	2
16	282091	Bearing 6901-2RS 24X12X6	Bearing removal tool - 419021. Bearing install tool - 419020	2
18	295805	Bolt M10x1x19.5 AL	Torque to 150 IN-LBS	4
19	292474	Washer 19.5X10.0X3.0mm AL		4
	295905	Nylon Insert	Insert inside item #13	1

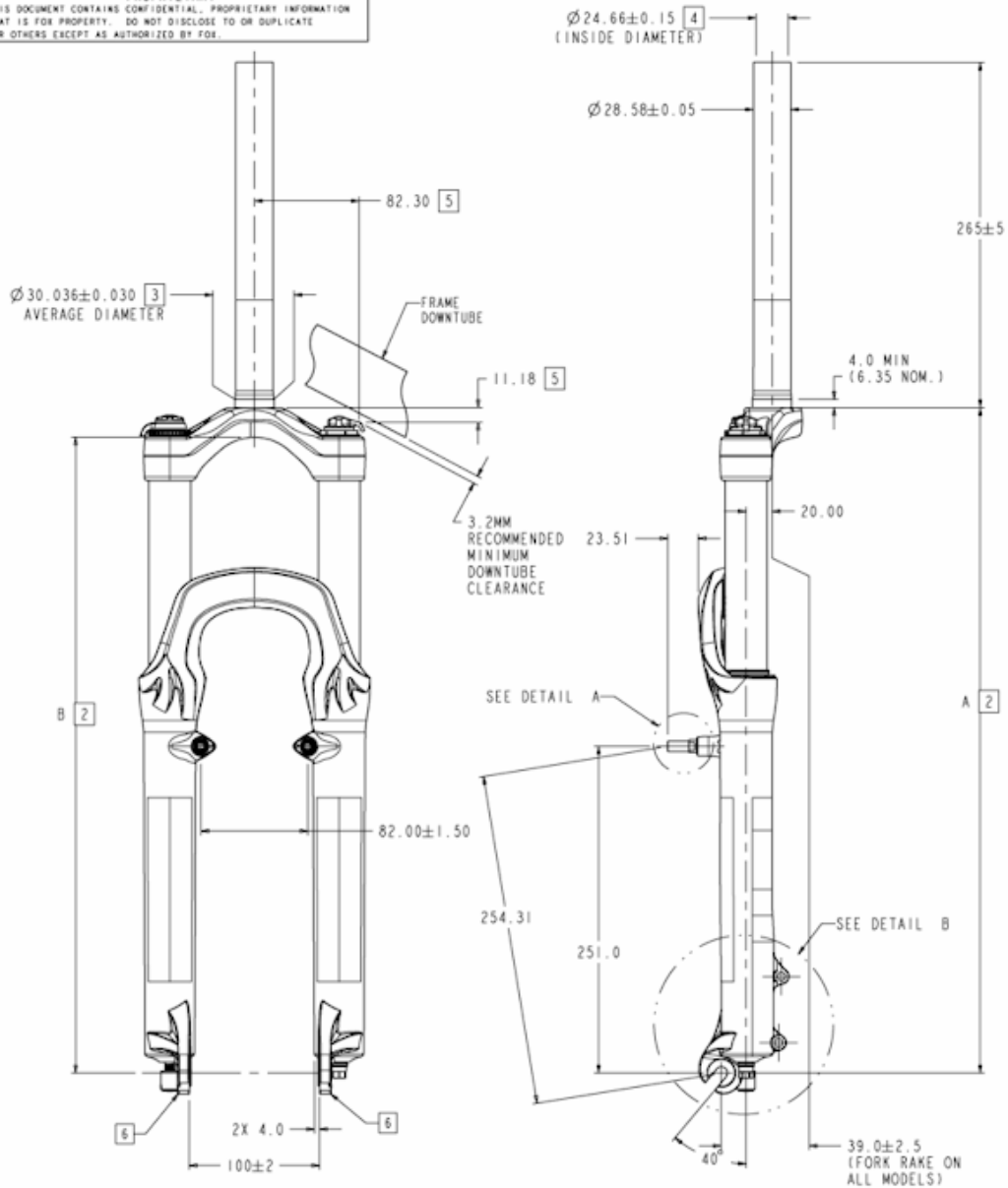
### 3.DESPIECE DE AMORTIGUADOR



## 4.PLANO HORQUILLA



— PROPRIETARY —  
THIS DOCUMENT CONTAINS CONFIDENTIAL, PROPRIETARY INFORMATION  
THAT IS FOX PROPERTY. DO NOT DISCLOSE TO OR DUPLICATE  
FOR OTHERS EXCEPT AS AUTHORIZED BY FOX.



	ALL F80 80mm FORKS	ALL F90 90mm FORKS	ALL F100 100mm FORKS	ALL F120 120mm FORKS	ALL FLOAT & TALAS 130mm FORKS	ALL VANILLA, FLOAT & TALAS 140mm FORKS
A ±5.0MM	450.9 (370.9)	460.9 (370.9)	470.9 (370.9)	490.9 (370.9)	500.9 (370.9)	510.9 (370.9)
B ±5.0MM	427.7 (347.7)	437.7 (347.7)	447.7 (347.7)	467.7 (347.7)	477.7 (347.7)	487.7 (347.7)
TIRE SIZE LIMIT	26 X 2.40	26 X 2.40	26 X 2.40	26 X 2.40	26 X 2.40	26 X 2.40

ITEM NO.	QTY.	PART NUMBER	DESCRIPTION		MATERIAL SPEC.
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MM.			PER ASME Y14.5M 1994		
TOLERANCES ARE: DECIMALS .X ± 0.25 ANGLES ± 1° XX ± 0.13			<b>FOX Factory, Inc.</b> 130 Hanger Way, Watsonville, CA 95076 USA, Ph 831-768-1100, Fax 831-768-9312 <b>2008 FOX 32 FORX USER SPECIFICATION</b>		
THIRD ANGLE PROJECTION			APPROVALS	DATE	SIZE
			OWN. BY A. GARIBAY	01DEC06	PART NO. N/A
			CHK. BY B. BECKER	01DEC06	
			ENG. B. BECKER	01DEC06	
			MFG.		
ADD.			PLOT SCALE 0.200		SHEET 1 OF 1